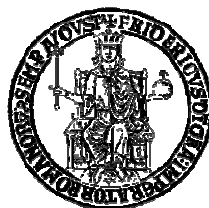


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI FEDERICO II



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGETICA

DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI

XXII CICLO

TESI DI DOTTORATO

SVILUPPO DI UN SISTEMA DI ATTUAZIONE VARIABILE

VVA ELETTROIDRAULICO PER MOTORI PLURICILINDRICI

COORDINATORE DEL DOTTORATO

CH.MO PROF. ING.

RAFFAELE TUCCILLO

RELATORE

CANDIDATA

CH.MO PROF. ING.

CARMELINA ABAGNALE

MARIANO MIGLIACCIO

ANNO 2009

INDICE

<i>Introduzione</i>	1
 <i>Capitolo Primo</i> La Distribuzione variabile	3
I.1 Esigenze dei moderni propulsori	3
I.2 Sviluppo del sistema di distribuzione.....	5
I.3 Il sistema di distribuzione tradizionale.....	6
I.3.1 Eccentrico.....	8
I.3.2 Molla.....	10
I.3.3 Valvola.....	11
I.3.4 Trasmissione.....	13
I.3.5 Sistemi di comando.....	14
I.3.6 Potenza.....	16
I.3.7 Diagramma polare della distribuzione.....	17
I.4 Limiti del sistema di distribuzione tradizionale.....	19
I.5 Processi di combustione innovativi.....	21
I.6 Strategie di attuazione variabile delle valvole.....	23
I.6.1 Variazione della fase.....	24
I.6.2 Variazione della durata (e della fase).....	25
I.6.3 Variazione dell'alzata.....	27
I.6.4 Variazione dell'alzata e della durata.....	28
I.6.5 Esclusione ciclica.....	29
I.7 Gestione flessibile del propulsore.....	30
I.7.1 Ciclo Miller-Atkinson.....	30
I.7.2 Strategia EIVC.....	31
I.7.3 Strategia LEVC.....	32

I.7.4	Strategia LIRC.....	33
I.8	Benefici ottenibili con l'attuazione variabile.....	33
I.8.1	Benefici in termini fluidodinamici.....	34
<i>Capitolo Secondo</i>	I sistemi VVA.....	41
II.1	Definizione di VVA.....	41
II.2	Risultati della ricerca brevettuale.....	42
II.3	Precursori dei sistemi VVA: “scalettamento” dell'albero a camme.....	44
II.3.1	Variatore di fase Alfa Romeo.....	45
II.3.2	Vanos BMW.....	47
II.4	VVA meccanici.....	50
II.5	VVA con doppia camma.....	50
II.5.1	VTEC Honda.....	50
II.5.2	Variocam Porsche.....	54
II.5.3	Valvetronic BMW.....	55
II.6	VVA elettromagnetici.....	57
II.6.1	First catching.....	59
II.6.2	Soft landing.....	60
II.6.3	Impatto valvola - pistone.....	61
II.6.4	Vantaggi dei VVA elettromagnetici.....	61
II.6.5	Limiti dei VVA elettromagnetici.....	62
II.7	VVA elettroidraulici.....	63
II.7.1	VVA elettroidraulici lost motion.....	64
II.7.1.1	UNIAIR FIAT.....	64
II.7.2	VVA elettroidraulici camless.....	67
II.7.2.1	VVA camless con molla.....	67
II.7.2.2	VVA camless desmoidraulici.....	68
II.7.3	Limiti dei VVA elettroidraulici esistenti.....	70
II.7.4	Gestione delle corse di apertura e chiusura valvola.....	71
II.7.4.1	Fase di apertura: tratto in accelerazione...73	

	II.7.4.2	Fase di apertura: tratto in decelerazione...	73
	II.7.4.3	Fase di holding.....	74
	II.7.4.4	Fase di chiusura: tratto in accelerazione...	74
	II.7.4.5	Fase di chiusura: tratto in decelerazione...	74
<i>Capitolo Terzo</i>	Sistemi VVA meccanici innovativi.....		76
	III.1	Introduzione.....	76
	III.2	Sistemi VVA meccanici a camme.....	78
	III.3	Sistema VVA a tre elementi di tipo “a scorrimento”.....	79
	III.3.1	Geometria dei bilancieri.....	81
	III.3.2	Costruzione della legge di alzata.....	83
	III.3.3	Studio del profilo di camma.....	84
	III.3.4	Studio cinematico e dinamico.....	85
	III.3.4.1	Analisi delle pressioni Hertziane.....	87
	III.3.4.2	Valutazione delle reazioni dei perni dei bilancieri.....	88
	III.3.4.3	Stima della potenza dissipata.....	89
	III.3.5	Validazione del modello.....	92
	III.3.6	Modello tridimensionale.....	95
	III.3.7	Potenzialità e limiti del VVA a scorrimento.....	99
	III.4	Sistema VVA a tre elementi di tipo rotativo	101
	III.4.1	Progetto del sistema VVA rotativo.....	103
	III.4.2	Prestazioni del sistema VVA rotativo.....	113
	III.4.3	Conclusioni sul VVA rotativo.....	117
	III.5	Studio del VVA rotativo modificato.....	117
	III.5.1	Prestazioni del VVA rotativo modificato.....	119
	III.5.2	Potenza dissipata.....	123
	III.6	Conclusioni e sviluppi futuri.....	125
<i>Capitolo 4</i>	Sistema VVA elettroidraulico innovativo.....		127
	IV.1	Introduzione.....	127

IV.2	Descrizione del sistema EHVA a doppio comando.....	128
IV.3	Gestione delle corse di apertura e chiusura della valvola motore....	132
IV.3.1	Fase di apertura: accelerazione.....	132
IV.3.2	Fase di apertura: decelerazione.....	132
IV.3.3	Fase di holding.....	133
IV.3.4	Fase di chiusura: accelerazione.....	134
IV.3.5	Fase di chiusura: decelerazione.....	134
IV.4	Regolazione del sistema.....	135
IV.4.1	Esclusione ciclica di una valvola.....	135
IV.4.2	Variazione della fase.....	135
IV.4.3	Variazione della durata.....	136
IV.4.4	Variazione dell'alzata.....	136
IV.5	Funzionamento delle elettrovalvole.....	137
IV.5.1	Elettrovalvola di alta pressione.....	138
IV.5.2	Elettrovalvola di bassa pressione.....	144
IV.6	Prototipo del sistema EHVA a doppio comando.....	145
IV.7	Descrizione del sistema EHVA a singolo comando.....	147
IV.8	Modelli di simulazione e risultati.....	149
IV.9	Simulazioni sul sistema a doppio comando.....	150
IV.9.1	Simulazioni dell'alzata massima.....	152
IV.9.2	Simulazioni di alzate massime ottenibili variando la pressione nel rail di alta pressione.....	157
IV.9.3	Simulazioni di alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche.....	158
IV.9.4	Simulazioni di alzate con holding.....	159
IV.10	Simulazioni sul sistema a singolo comando.....	161
IV.10.1	Simulazioni dell'alzata massima.....	162
IV.10.2	Simulazioni di alzate massime ottenibili variando la pressione nel rail di alta pressione.....	165
IV.10.3	Simulazioni di alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche...	165

IV.10.4	Simulazioni di alzate con holding.....	166
IV.11	Confronto tra le prestazioni e le strategie realizzabili con i due sistemi.....	168
IV.12	Prototipo del sistema EHVa single command – Banco prova per la sperimentazione.....	171
IV.13	Circuito idraulico.....	175
IV.13.1	Pompa ad ingranaggi.....	176
IV.13.2	Potenza assorbita dal sistema.....	179
IV.13.3	Valvole di regolazione.....	182
IV.13.4	Smorzatore di pressione.....	182
IV.14	Sicurezza intrinseca del sistema.....	183
IV.14.1	Avaria dell’impianto elettrico.....	183
IV.14.2	Fault del sistema di controllo.....	184
IV.14.3	Avaria dell’impianto idraulico.....	185
IV.15	Prestazioni del sistema EHVA.....	186
IV.16	Sviluppi futuri.....	188
<i>Conclusioni.....</i>		192
<i>Appendici al Capitolo Terzo.....</i>		195
<i>Appendice A.....</i>		195
<i>Appendice B.....</i>		200
<i>Appendice C.....</i>		210
<i>Appendice D.....</i>		217
<i>Appendice E.....</i>		220
<i>Appendice F.....</i>		226
<i>Appendice G.....</i>		235
<i>Appendice H.....</i>		237
<i>Appendice I.....</i>		241
<i>Appendice L.....</i>		244

<i>Appendice M</i>	258
<i>Appendice N</i>	264
<i>Appendici al Capitolo Quarto</i>	268
<i>Appendice O</i>	268
<i>Appendice P</i>	276
<i>Appendice Q</i>	279
<i>Appendice R</i>	285
<i>Appendice S</i>	289
<i>Appendice T</i>	328
<i>Appendice U</i>	334
<i>Appendice V</i>	339
<i>BIBLIOGRAFIA</i>	345

Introduzione

Il presente lavoro di tesi raccoglie alcuni risultati derivanti da uno studio sulla distribuzione variabile nei motori alternativi a combustione interna.

Punto di partenza è stata la valutazione delle attuali esigenze di flessibilità dei moderni motori a c.i. per autotrazione, nella prospettiva di risolvere il compromesso “prestazioni - consumi - emissioni”.

L'esigenza attuale di progettare e sviluppare motori, in grado di rispettare i limiti imposti alle emissioni inquinanti, ridurre i consumi di combustibile, senza penalizzare le prestazioni del veicolo, induce l'industria motoristica a modificare l'assetto originario del motore a c.i., introducendo miglioramenti tecnici.

Una soluzione è rappresentata dalla gestione flessibile del motore, resa possibile dall'attuazione variabile delle valvole motore.

Lo studio della distribuzione variabile si è concretizzato nel progetto di sistemi di attuazione valvole di tipo innovativo, sviluppati presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica e l'Istituto Motori del CNR di Napoli, nell'ambito di due progetti di ricerca.

Un progetto FIRB finanziato dal MIUR ha coinvolto il DIME, l'Istituto Motori (CNR – Napoli) mentre le aziende Dell'Orto S.p.A. e MotoMorini S.p.A. hanno attivato un progetto FAR, nello studio di sistemi di attuazione variabile delle valvole motore per applicazioni motociclistiche. Nell'ambito di tale progetto sono stati sviluppati sistemi VVA innovativi di tipo meccanico (trattati nel capitolo terzo).

Un altro progetto di ricerca, finanziato dal MIUR alla società Dell'Orto S.p.A., finalizzato allo studio di componentistica avanzata per motori a c.i., ha visto la collaborazione fra l'azienda, il DIME e l'Istituto Motori del CNR-Napoli, nello sviluppo di un sistema di attuazione variabile delle valvole motore innovativo, di tipo elettroidraulico (trattato nel quarto capitolo della presente tesi).

Nel primo capitolo della presente tesi, si delineano le esigenze del moderno motore alternativo a combustione interna per autotrazione, in termini di riduzione di emissioni inquinanti e consumi, e di mantenimento di elevate prestazioni. Vengono descritte alcune fra le principali strategie di attuazione variabile delle valvole motore, evidenziando i risultati perseguibili.

Il secondo capitolo è dedicato alla descrizione dei sistemi di attuazione variabile delle valvole motore (VVA), mirata ad offrire una classificazione di tali dispositivi, in base alle prestazioni, ai principi di funzionamento, alle tecniche impiegate.

Vengono descritti alcuni fra i sistemi di attuazione variabile sviluppati negli ultimi anni da diverse case costruttrici, evidenziandone potenzialità e limiti.

Questo studio è stato finalizzato all'acquisizione di know-how, in tema di attuazione variabile, anche in vista dello studio dei sistemi innovativi sviluppati presso il DIME e l'Istituto Motori del CNR di Napoli.

Nel terzo capitolo, vengono descritti i citati sistemi VVA meccanici innovativi, sviluppati per applicazioni motociclistiche. Di tali sistemi meccanici "a tre elementi", sono state studiate due tipologie. Per ciascuna, sono state riportate le fasi relative alla progettazione, ed analizzate potenzialità, vantaggi e limiti di applicazione.

La trattazione analitica del progetto è stata raccolta nelle appendici al capitolo terzo.

Il quarto capitolo è relativo al sistema di attuazione valvole innovativo per motori pluricilindrici, oggetto del secondo progetto di ricerca indicato: un VVA elettroidraulico, del tipo camless con molla.

Vengono riportati i modelli simulativi ed i risultati ottenuti, relativi a due soluzioni del progetto.

Alcune trattazioni e una raccolta di simulazioni condotte sono state riportate nelle appendici al capitolo quarto.

CAPITOLO PRIMO

LA DISTRIBUZIONE VARIABILE

Nel presente capitolo, si delineano le esigenze di un moderno motore alternativo a combustione interna per autotrazione, in vista del perseguimento della riduzione di emissioni inquinanti e consumi e del mantenimento di elevate prestazioni. Si descrivono alcune fra le principali strategie di attuazione variabile delle valvole motore.

I.1 Esigenze dei moderni propulsori

L'evoluzione tecnologica dei motori alternativi a combustione interna per autotrazione è volta alla capacità di sviluppare, ad un costo accettabile dal mercato, una combinazione adeguata di tecnologie innovative finalizzate alla riduzione dei consumi di combustibile, al contenimento delle emissioni di gas tossici allo scarico, garantendo sempre maggiori prestazioni, doti di guidabilità e comfort. L'esigenza attuale è dunque quella di progettare e sviluppare motori leggeri e con costi contenuti, in grado di rispettare i requisiti di legge in termini di emissione, consentendo una riduzione del consumo di combustibile, senza penalizzare le prestazioni del veicolo.

Risolvere il compromesso “prestazioni - consumi - emissioni”, con una opportuna tecnologia, è una sfida complessa.

Questa necessità ha indotto l'industria motoristica a modificare l'assetto originario del motore a c.i., introducendo notevoli miglioramenti tecnici. Alcune fra le strade percorse sono state: il miglioramento del controllo del sistema di iniezione e lo sviluppo del sistema di distribuzione del motore.

Di seguito, si riportano alcuni aspetti salienti dell'evoluzione tecnologica dei propulsori, differenziando le soluzioni tra motori ad accensione comandata e motori ad accensione per compressione.

In merito ai motori alternativi a combustione interna ad accensione comandata, l'insieme degli interventi possibili si concentra nei seguenti punti:

- Adeguamento delle benzine.
- Sistemi di alimentazione del combustibile, che consentano una regolazione precisa, finalizzata al conseguimento dei minimi livelli globali di emissioni, nei diversi campi funzionamento del motore.
- Dispositivi che intervengano direttamente allo scarico del motore, per eliminare i composti inquinanti, una volta che si siano formati.

I primi due tipi di intervento si propongono di prevenire la formazione di composti tossici; il terzo si limita a distruggerli, in maniera più o meno completa, una volta che siano formati.

In merito ai motori alternativi a combustione interna ad accensione per compressione (a differenza di quanto si verifica per i motori ad accensione comandata), la diffusione di sistemi di trattamento degli scarichi appare più limitata. Il motivo risiede nel fatto che le emissioni di CO e HC dei motori Diesel sono paragonabili a quelle dei motori ad accensione comandata di elevata cilindrata totale, provvisti di marmitta catalitica a tre vie e controllo in closed loop con sonda lambda. Relativamente ai propulsori Diesel, gli interventi sono mirati soprattutto alla riduzione del particolato e degli ossidi di azoto (l'entità di questi ultimi è pari in genere a quella che si riscontra nei motori a benzina). Per i motori Diesel, le soluzioni tecniche proposte possono essere ricondotte a due categorie fondamentali:

- Interventi sul processo della combustione nel motore, allo scopo di limitare la formazione delle sostanze inquinanti (interventi sulla qualità del combustibile, sul sistema di iniezione, sul disegno della camera di combustione).
- Applicazione al sistema di scarico del motore di opportuni dispositivi, in grado di abbattere le emissioni nocive, prima che esse vengano rilasciate nell'atmosfera.

I.2 Sviluppo del sistema di distribuzione

In vista del perseguimento degli obiettivi riportati nel precedente paragrafo, una strada percorribile è rappresentata dallo sviluppo del sistema di distribuzione del motore: esso infatti, mediante la gestione delle fasi di alimentazione e scarico, consente il controllo del processo di combustione. Negli ultimi anni, le tecnologie di attuazione delle valvole motore hanno subito una notevole evoluzione.

Si consideri, ad esempio, il motore ad accensione comandata. L'incremento delle prestazioni di tale motore può essere realizzato attraverso un controllo delle valvole motore, indipendente dalla velocità dell'albero a gomiti. L'uso della fasatura variabile (VVT: Variable Valve Timing), ed in particolare dell'attuazione variabile (VVA: Variable Valve Actuation), delle valvole motore è utilissima a questo scopo; tuttavia, la concreta applicazione di questa strategia ha incontrato, fino a pochi anni fa, forti limiti tecnologici.

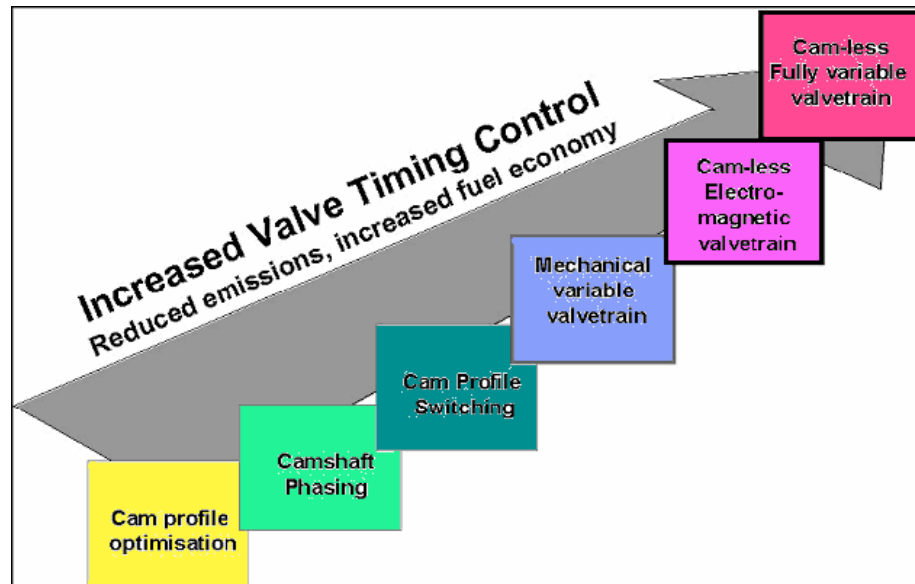


Fig. 1: Evoluzione del sistema di distribuzione

Storicamente (come schematizzato in figura 1), il punto di inizio dei sistemi di distribuzione è stato un treno di valvole comandato da un albero a camme, legato alla velocità di rotazione dell'albero a gomiti. Si è progressivamente affinato il profilo delle

camme, per migliorare il processo di ricambio della carica all'interno del cilindro. Si è giunti al punto in cui un singolo profilo di camma non è risultato più sufficiente ad assicurare il miglioramento delle prestazioni e l'efficienza di combustione richiesta. Pertanto, una vasta gamma di sistemi di fasatura variabile e di attuazione variabile ha fatto la sua comparsa sul mercato: di questo si tratterà nel secondo capitolo.

I.3 Il sistema di distribuzione tradizionale

La funzione del sistema di distribuzione di un motore alternativo a combustione interna a quattro tempi è quella di controllare il ricambio della carica nel cilindro, mediante l'apertura periodica delle valvole di aspirazione e di scarico.

Il sistema tradizionale di attuazione delle valvole è di tipo meccanico ed è basato su organi rotanti che comandano il moto delle valvole.

Le valvole, che controllano i flussi di gas entranti ed uscenti dalla camera di combustione di ciascun cilindro del motore, sono generalmente comandate per mezzo della rotazione di un albero a camme, sincronizzato mediante un sistema di trasmissione meccanico (catena, cinghia dentata, ingranaggi) con il moto dell'albero motore. E' possibile aprire le valvole in determinati istanti e mantenerle aperte per intervalli desiderati. Sull'albero di distribuzione sono ricavate camme di particolare profilo, ognuna delle quali, ruotando, viene a contatto con la punteria della valvola e la spinge nel suo verso. Ogni valvola è mantenuta chiusa da una molla di richiamo, che viene compressa durante la fase di apertura, e torna ad estendersi durante la fase di chiusura: in tal modo viene garantito, mediante il cinematismo interposto, un costante collegamento tra valvola ed eccentrico.

Per ogni ciclo del motore, l'eccentrico compie un giro completo, comandando l'apertura e la chiusura della valvola con legge prestabilita. Poiché il ciclo di un motore a quattro tempi si completa in due giri dell'albero a gomiti, l'albero a camme deve ruotare ad una velocità angolare pari alla metà di quella dell'albero a gomiti.

Il profilo della camma è disegnato in modo da tener conto di alcune richieste funzionali del sistema di distribuzione; in particolare:

- Riduzione degli urti e, quindi, dell'usura delle parti a contatto (camma - punteria, valvola - sede valvola, ecc.).
- Ottimizzazione delle condizioni di funzionamento del motore (rendimento, emissioni, prestazioni, ecc.).

I parametri caratteristici nella definizione di una particolare legge di comando valvola sono:

- Alzata
- Durata
- Fase.

Nella figura 2, viene illustrata una tipica legge di comando valvola e le relative grandezze caratteristiche.

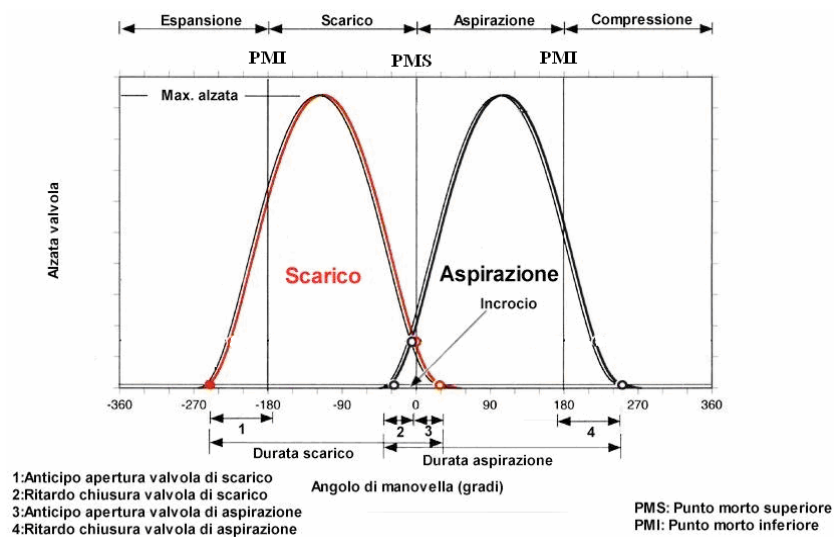


Fig. 2: Legge di comando valvola

Ognuno dei parametri svolge una funzione ben definita nella determinazione dell'efficienza globale del sistema. Ad ogni punto di lavoro, identificato dalla velocità di rotazione e dal carico del motore, corrisponde un insieme di tali parametri, ottimo per il motore.

I.3.1 Eccentrico

Con riferimento alla figura 3, si osserva che ognuno dei due fianchi, che formano il profilo di un eccentrico (ovvero di una camma), è costituito da quattro zone, aventi ciascuna una determinata funzione:

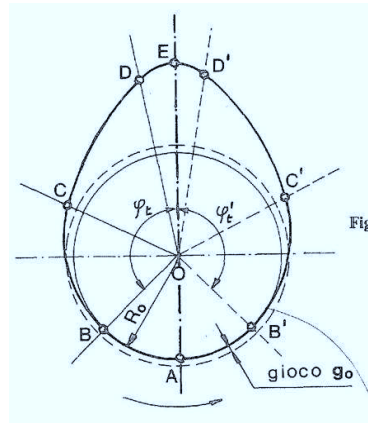


Fig. 3: Camma eccentrica

- Lungo il tratto circolare A-B, facente parte del cerchio base di raggio R_0 , la valvola resta chiusa.
- Il tratto B-C viene chiamato rampa di raccordo. In apertura, ha la funzione di attutire l'urto che si verifica tra eccentrico e punteria, in conseguenza del gioco iniziale g_0 , che occorre lasciare quando il motore è freddo (per garantire, a valvola chiusa, un perfetto contatto tra la valvola e la sua sede, nonostante le dilatazioni termiche che il sistema di comando subisce durante il funzionamento del motore). La rampa di raccordo deve essere costruita in modo che la ripresa del gioco g_0 avvenga in un suo punto intermedio e che la velocità di urto non superi i 200-250 mm/s. La restante parte della rampa ha la funzione di recuperare gli eventuali aumenti del gioco, dovuti ad usura e, soprattutto, di precomprimere gradualmente il sistema di comando della distribuzione. Prima che inizi l'apertura della valvola, il sistema di comando deve vincere la forza di precarico della molla e, se la valvola è di scarico, anche la spinta esercitata dalla pressione dei gas. Forti accelerazioni iniziali genererebbero elevate forze d'inerzia che darebbero luogo ad una eccessiva precompressione del sistema di comando, con conseguente insorgere di vibrazioni.

La rampa di chiusura ha il compito di smorzare, prima che la valvola si chiuda, le vibrazioni del sistema, che sarebbero altrimenti causa di un prematuro logorio della sede di appoggio e fonte di rumore. Per questo motivo, la rampa di chiusura presenta spesso altezza maggiore di quella di apertura. Nei motori per autotrazione, si usano valori del gioco iniziale g_0 , opportunamente regolabile, generalmente compresi tra 0.15 e 0.35 mm. L'altezza delle rampe di raccordo può variare tra 0.25 e 0.60 mm, per un'ampiezza angolare di $30^\circ - 50^\circ$.

- Il tratto C-D, detto fianco dell'eccentrico, è quello che determina la legge di alzata vera e propria della valvola. L'eccentrico è a fianchi convessi, nel caso di punteria a piattello o a bicchiere; a fianchi non convessi, piani oppure concavi, nel caso di punteria a rullo o pattino.
- Il tratto D-E forma (con E-D') la testa dell'eccentrico. Sulla sommità della camma (punto E), l'alzata della punteria risulta massima, mentre la velocità si annulla.

In figura 4, è rappresentato l'andamento della legge di alzata della punteria, in funzione dell'angolo di rotazione φ dell'eccentrico. Il tratto B-C corrisponde alla rampa di raccordo; l'alzata effettiva della punteria inizia dopo che è avvenuta la ripresa del gioco iniziale g_0 . Lungo il tratto C-D, corrispondente al fianco dell'eccentrico, l'accelerazione risulta positiva e la velocità di alzata della punteria aumenta. Nel tratto D-E, che corrisponde alla testa dell'eccentrico, l'accelerazione è negativa e la velocità di alzata diminuisce, fino ad annullarsi nel punto E. Analoghe considerazioni valgono per la parte E-D'-C'-B', corrispondente alla chiusura della valvola.

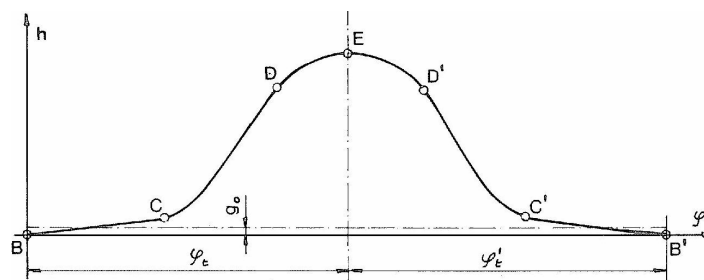


Fig. 4: Legge di alzata della punteria

I.3.2 Molla

Le molle impiegate nella distribuzione dei motori per autotrazione svolgono le seguenti funzioni:

- Durante il periodo in cui la valvola è aperta, devono mantenere in costante contatto i vari organi che compongono la catena cinematica di comando della distribuzione, generando una reazione capace di vincere le forze di inerzia corrispondenti alle accelerazioni negative imposte dal profilo dell'eccentrico.
- Durante il periodo in cui la valvola resta chiusa, devono assicurare una sufficiente pressione di contatto tra la valvola e la sua sede, garantendone la tenuta.

Come mostrato in figura 5, le molle tipicamente usate nella distribuzione dei m.c.i. sono del tipo ad elica cilindrica, costruite con un filo a sezione circolare; esse lavorano sotto carico assiale di compressione. Le molle impiegate sono normalmente a flessibilità uniforme: hanno le spine attive avvolte secondo un'elica a passo costante. Non mancano tuttavia, esempi di molle a flessibilità variabile, dette a spire smorzanti, che vengono usate nei motori veloci, per evitare inconvenienti dovuti all'insorgere di fenomeni di risonanza. Per ogni valvola, si possono prevedere molle di richiamo semplici, oppure molle doppie, coassiali, funzionanti in parallelo. Le molle doppie consentono, a parità di spazio disponibile, l'immagazzinamento di una maggiore energia elastica e, inoltre, garantiscono una maggiore affidabilità.

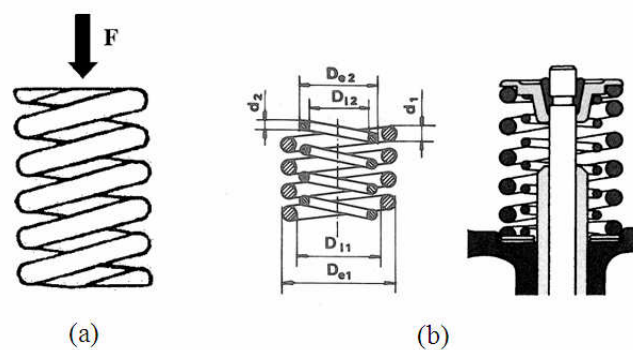


Fig. 5 : (a) Molla elicoidale; (b) Molle in parallelo

I.3.3 Valvola

Al sistema di distribuzione è affidata la funzione di comandare l'apertura e la chiusura delle valvole di aspirazione e scarico, secondo una legge fissata in sede di progetto. La legge che regola il moto delle valvole è comunemente nota come "legge di alzata". Le valvole devono rispondere rapidamente all'azione del sistema; esse devono chiudere perfettamente in fase di compressione ed espansione, resistendo sia alle sollecitazioni termiche che a quelle meccaniche. Poiché le valvole (in particolare quelle di scarico) sono soggette a forti gradienti termici, è necessario prestare particolare attenzione al relativo dimensionamento. All'aumentare delle dimensioni, c'è una maggiore probabilità che si verifichino raffreddamenti non omogenei, che ne provocano la deformazione, con conseguenti perdite di tenuta. Si preferisce adottare più valvole per cilindro (a discapito della semplicità del sistema di comando e dei pesi), piuttosto che una valvola di diametro elevato, in modo da evitare, a parità di sezione di passaggio, i problemi esposti.

Le principali parti (evidenziate in figura 6) che costituiscono una valvola sono:

- Testa o fungo, che ha funzioni di tenuta
- Stelo o gambo, che ha funzioni di guida

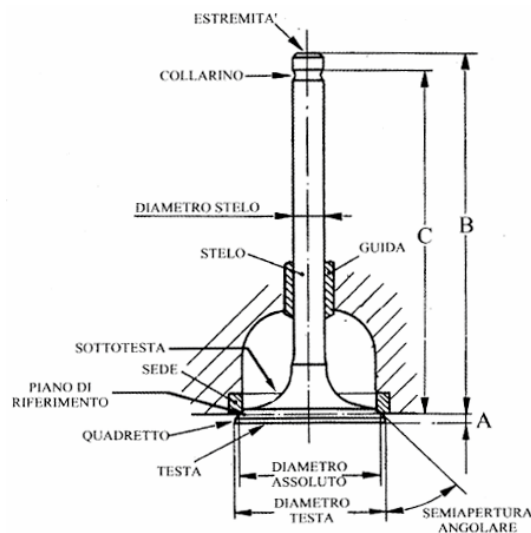


Fig. 6: Parametri caratteristici della valvola motore

Il raccordo fra testa e stelo è ampio, per limitare l'effetto di intaglio. Nella parte alta dello stelo, sono presenti una o più scanalature, per consentire l'alloggiamento dei semiconi, che trattengono il piattello superiore della molla. L'appoggio sulla sede è conico: l'inclinazione è tale da favorire l'entrata dell'aria e l'uscita dei gas combusti. Il valore dell'angolo della sede dipende dal tipo di motore, dalle sue caratteristiche di funzionamento e dalla posizione delle valvole. In genere, la semiapertura angolare è di $30^\circ - 45^\circ$. La testa della valvola è generalmente troncoconica, con la superficie affacciata alla camera di combustione piana. In alcuni casi, la forma di tale superficie è convessa o concava, oppure si ha la presenza di deflettori sul lato opposto dei condotti di aspirazione, per aumentare la turbolenza.

Il dimensionamento delle valvole, unito alla scelta del valore dell'alzata massima, determina una sezione di passaggio che ha una notevole influenza sul rendimento del motore; infatti, da essa dipendono il coefficiente di riempimento e la turbolenza della miscela, che migliora il processo di combustione.

La valvola di aspirazione deve avere dimensioni tali da permettere l'introduzione nel cilindro della maggior quantità possibile di miscela fresca. La valvola di scarico deve consentire la completa evacuazione dei gas combusti, nel minor tempo possibile. Tali condizioni sono realizzate adottando valvole di grande diametro ed alzate notevoli, in modo che le sezioni di passaggio della miscela e dei gas di scarico risultino le più ampie possibili.

Per quanto riguarda l'alzata, il suo valore massimo è strettamente legato alla durata delle fasi: al ridursi di questa, aumentano le accelerazioni e quindi le sollecitazioni sugli organi della distribuzione, dovute alle forze di inerzia. Per realizzare l'elevato numero di giri dei moderni motori, il valore dell'alzata massima è limitato. Per compensare la riduzione di alzata, non resta che aumentare il diametro della valvola. L'aumento del diametro incrementa, tuttavia, il peso e l'inerzia della valvola: di conseguenza, è necessario aumentare il carico delle molle di richiamo ed occorre uno sforzo maggiore per aprire la valvola. Tutto ciò comporta un incremento della potenza assorbita dal meccanismo della distribuzione e dei carichi sui vari componenti del sistema.

I.3.4 Trasmissione

L'albero a camme è collegato all'albero a gomiti mediante un sistema di trasmissione, che può essere del tipo a catene, a cinghie dentate, oppure ad ingranaggi.

La soluzione di gran lunga più adottata è quella a cinghia dentata, che risulta vantaggiosa in termini di silenziosità di funzionamento e di facilità di intervento, oltre ad essere quella meno costosa. Per contro, essa presenta alcuni limiti: prevede un ingombro maggiore rispetto alle catene e agli ingranaggi; necessita di sostituzioni periodiche relativamente frequenti; non consente di scendere oltre un raggio minimo di curvatura delle pulegge dentate, sulle quali la cinghia positiva si avvolge. Le cinghie dentate non necessitano di alcuna lubrificazione (anzi, non devono entrare in contatto con olio, grasso o derivati del petrolio).

Le catene sono più strette delle cinghie e richiedono un'adeguata lubrificazione (oltre all'impiego di tenditori più complessi e costosi e di guide antisbattimento). Per questo motivo, esse possono essere installate tra due cilindri adiacenti (per le cinghie è invece obbligatoria una disposizione laterale esterna). Le catene a rulli, a causa della inevitabile usura che si verifica internamente alle articolazioni, tendono ad allungarsi, ad avere un funzionamento rumoroso e a lavorare in maniera non corretta sulle rispettive ruote dentate.

Il sistema a ingranaggi è quello più indicato, per motori che lavorano a regimi di rotazione particolarmente elevati. Questi organi offrono una maggiore precisione, grazie alla quale consentono di rispettare la fasatura di distribuzione prevista in fase di progetto. A causa della irregolarità che caratterizza la rotazione degli alberi a camme, sia con le catene che con le cinghie, tendono a verificarsi delle "oscillazioni" durante il funzionamento del motore che determinano un "errore" nella fasatura, con punti di inizio apertura e fine chiusura che si possono scostare rispetto a quelli previsti, almeno a certi regimi. Oltre a una maggiore affidabilità e ad una minore esigenza di manutenzione, gli ingranaggi hanno una durata pari a quella del motore (catene e cinghie devono essere sostituite periodicamente). Tuttavia, essi presentano un costo elevato e risultano difficili da silenziare.

I.3.5 Sistemi di comando

Sono possibili differenti configurazioni per la catena cinematica, attraverso cui il moto definito dall'eccentrico viene comunicato alla relativa valvola. A seconda del tipo di soluzione adottata, varia la complessità dei problemi dinamici e l'ammontare delle perdite per attrito.

L'organo a diretto contatto con l'eccentrico è detto cedente. Esso può avere moto rettilineo: in tal caso, prende il nome di punteria; oppure, può essere dotato di moto rotatorio, e denominato bilanciante.

Le punterie (mostrate in figura 7) possono essere di due tipi: a piattello o a bicchiere, se la superficie coniugata con l'eccentrico è piana; oppure a rullo o a pattino, se tale superficie è convessa.

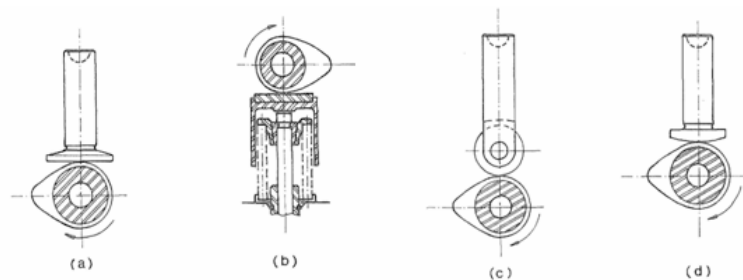


Fig. 7: Punterie

I bilanciari (come schematizzato in figura 8) sono costituiti da una leva, generalmente fulcrata in un punto intermedio, la cui superficie coniugata all'eccentrico è quasi sempre convessa. Non mancano tuttavia esempi in cui la leva viene fatta oscillare intorno ad un suo estremo: in tal caso, il bilanciante viene chiamato “a dito”.

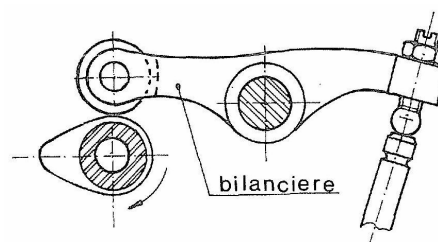


Fig. 8: Bilanciere

Si considerino i sistemi con albero a camme in testa secondo le due tradizionali soluzioni costruttive, riportate in figura 9° e 9b. In questo caso, la forma della testata è complessa, per il posizionamento al suo interno dell'albero a camme. Spesso si utilizzano due alberi a camme, uno per l'aspirazione ed uno per lo scarico, disposti simmetricamente rispetto all'asse del cilindro. Le camme agiscono sullo stelo valvole, con l'interposizione di un bicchierino o di un bilanciante. Poiché le masse dotate di moto alterno sono ridotte, è possibile raggiungere elevati regimi di funzionamento; il moto viene trasmesso generalmente mediante cinghie o catene. Se non viene adottato un sistema di ripresa automatica del gioco, tale registrazione è laboriosa, perché richiede lo smontaggio degli alberi a camme e la misurazione degli spessori adatti all'ottenimento del gioco prescritto.

Nel sistema “a” di figura 9, la camma è a diretto contatto con la superficie del piattello; ciò comporta l'impiego di un numero minore di componenti in movimento, a vantaggio di una maggiore semplicità e di una riduzione dell'inerzia, permettendo di raggiungere regimi di rotazione elevati. Nel sistema “b”, la camma è a contatto con un bilanciante, che trasferisce il moto alla valvola con un conseguente aumento della complessità.

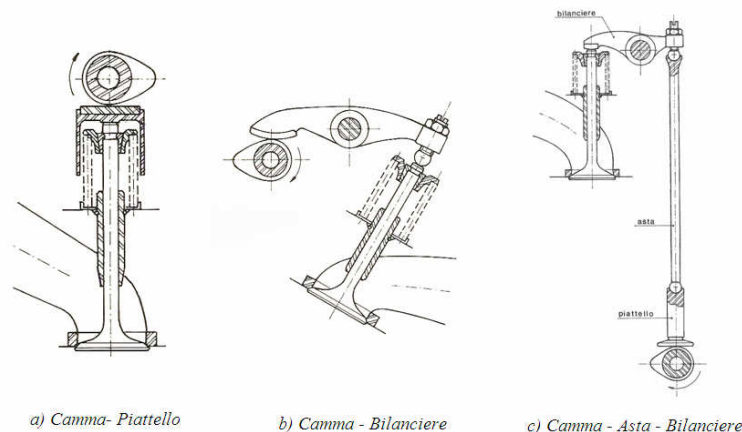


Fig. 9: Sistemi di comando della distribuzione

Il sistema con asta e bilanciante (figura 9c) comporta il posizionamento dell'albero a camme nel basamento. In questa configurazione, l'albero a camme prende il moto dall'albero motore per mezzo di ingranaggi, cinghie o catene.

In ogni sistema di distribuzione deve essere previsto, a valvole chiuse, un gioco iniziale tra eccentrico e punteria. Tale gioco è necessario per compensare le dilatazioni termiche che si hanno a regime; esso tuttavia favorisce fenomeni di usura, vibrazioni e rumorosità, dovuta agli urti fra i componenti del sistema (generati dai distacchi e da successivi impatti, che si verificano per ogni giro completo della camma). Per ovviare a questi inconvenienti si può introdurre nel sistema una punteria idraulica, che garantisce un accoppiamento continuo degli elementi, recuperando ad ogni ciclo i giochi, ed ottenendo una maggiore regolarità di esercizio. L'uso di punterie idrauliche è oggi generalmente utilizzato su tutti i motori moderni.

I.3.6 Potenza

Il sistema di distribuzione ha diretta influenza sulla potenza del motore. La quantità di lavoro, e quindi la potenza, ricavabile dall'energia chimica liberata dal combustibile durante la combustione, è funzione della massa di combustibile introdotta nel cilindro ad ogni ciclo. Tale quantità non può essere arbitraria, ma dipende a sua volta dalla quantità di aria. Quando, in un motore a c.i. ad accensione comandata, si adopera allo scarico una marmitta catalitica trivalente, la massa di combustibile deve mantenere con la quantità di aria un rapporto contenuto in una fascia molto ristretta, intorno al valore stechiometrico, affinché la combustione avvenga correttamente. Per la potenza, può adoperarsi la formula che segue:

$$P = V \cdot i \cdot \frac{n}{60 \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\delta_a \cdot \lambda_v}{\alpha} \cdot H_i \cdot \eta_g$$

in cui figurano i seguenti parametri:

- P: potenza [kW]
- H_i : potere calorifico inferiore del combustibile [kJ/kg]
- δ_a : densità dell'aria ambiente [kg/m³]
- n: velocità di rotazione del motore [giri/min]
- ε : costante adimensionale ($\varepsilon = 1$, per motori a due tempi; $\varepsilon = 2$ per motori a quattro tempi)

- $V = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot s$: cilindrata unitaria [m³]
- D: alesaggio [m]
- s: corsa [m]
- i: numero di cilindri
- λ_v : coefficiente di riempimento
- α : rapporto di miscela
- η_g : rendimento globale del motore

Il sistema di distribuzione, con le relative leggi di alzata, ha influenza su λ_v , η_g e sul massimo numero di giri. Il riempimento effettivo del cilindro, e quindi la potenza del motore, dipendono dalla conformazione geometrica dei condotti, dalla legge di alzata e dalla fasatura delle valvole di scarico e di aspirazione. Con l'ottimizzazione della fasatura, cioè con una corretta scelta degli istanti di apertura e chiusura delle valvole, si riesce ad ottenere un buon riempimento del cilindro, con un conseguente aumento del rendimento globale.

I.3.7 Diagramma polare della distribuzione

I dati che riguardano gli istanti di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e scarico possono essere rappresentati, in relazione all'intero ciclo del motore, in un diagramma che prende il nome di “diagramma polare della distribuzione”, rappresentato in figura 10.

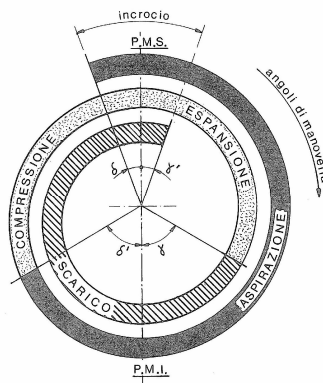


Fig. 10: Diagramma polare della distribuzione

I parametri che lo caratterizzano, detti “angoli di fase”, sono:

- δ : angolo di anticipo apertura della valvola di aspirazione rispetto al P.M.S.
- δ' : angolo di ritardo chiusura della valvola di aspirazione rispetto al P.M.I.
- γ : angolo di anticipo apertura della valvola di scarico rispetto al P.M.I.
- γ' : angolo di ritardo chiusura della valvola di scarico rispetto al P.M.S.

In campo motoristico, il termine “fase” o “fasatura” è utilizzato per esprimere un anticipo o un ritardo, rispetto ad una posizione di riferimento, di un organo mobile del motore (pistone, albero a gomiti, ecc.), con il quale ha luogo un determinato evento (meccanico, elettrico, ecc.); questo anticipo o ritardo è solitamente espresso in gradi dell'angolo di manovella. La fasatura di distribuzione è costituita dagli anticipi di apertura e dai ritardi di chiusura delle valvole, rispetto ai punti morti del pistone.

Gli angoli di fase e le leggi di alzata definite dagli eccentrici, che comandano il moto delle valvole di aspirazione e scarico, hanno influenza sul riempimento e vanno stabiliti in funzione del regime di rotazione del motore. L'angolo δ di anticipo di apertura della valvola di aspirazione serve per ottenere una sufficiente apertura della valvola, quando questa risulti necessaria per un buon riempimento del cilindro. L'angolo δ' di ritardo alla chiusura della valvola di aspirazione risulta necessario per gli stessi motivi ed anche per ottenere un migliore riempimento, sfruttando l'inerzia del fluido entrante, che ha acquisito una elevata energia cinetica durante la corsa di aspirazione. L'angolo γ di anticipo apertura della valvola di scarico ha lo scopo di ridurre la pressione dei gas nel cilindro, prima che inizi la corsa di scarico, riducendo così il lavoro speso per l'espulsione. Esso deve essere scelto in modo da ottenere il miglior compromesso tra diminuzione del lavoro speso per l'espulsione e perdita di lavoro indicato, dovuta all'ininterrotta espansione. L'angolo γ' di ritardo alla chiusura della valvola di scarico, analogamente all'angolo δ' per l'aspirazione, deriva dalla necessità di contenere il massimo valore dell'accelerazione durante il moto di chiusura della valvola ed anche per ottenere un migliore svuotamento del cilindro, sfruttando l'inerzia dei gas combusti uscenti con elevata velocità.

Dal diagramma di distribuzione si può osservare che, in corrispondenza del P.M.S., tra le corse di scarico ed aspirazione, ambedue le valvole risultano aperte. La somma degli angoli δ e γ' viene chiamata “angolo d'incrocio” (mostrato in figura 11).

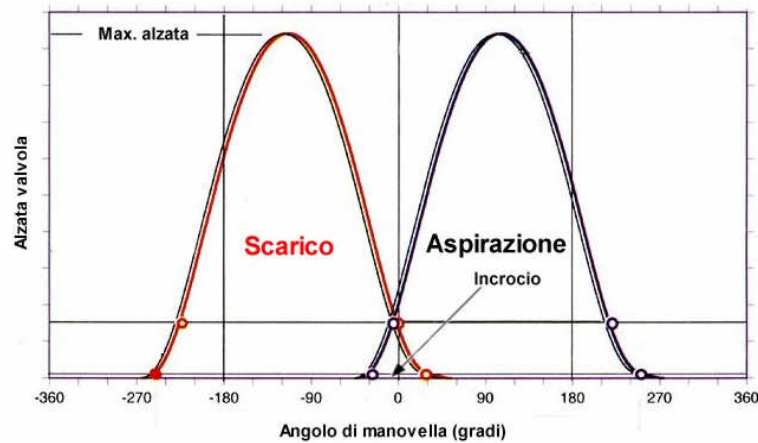


Fig. 11 : Esempio di incrocio tra valvole di aspirazione e di scarico

Gli angoli di fase vanno tipicamente stabiliti in funzione del massimo valore del regime di rotazione del motore: più elevato è il massimo regime di rotazione del motore, maggiori risultano i valori degli angoli di fase necessari per ottenere il miglior valore del riempimento.

I.4 Limiti del sistema di distribuzione tradizionale

I parametri “alzata-durata-fase” caratterizzano la legge di alzata valvola. Ad ogni punto di lavoro, identificato dalla velocità di rotazione e dal carico del motore, corrisponde un insieme di tali parametri, ottimo per il motore. Sarebbe opportuno poter variare in modo continuo e liberamente questi fattori, al variare del regime e del carico. Per ottenere le migliori condizioni di riempimento dei cilindri e quindi di rapporto effettivo di compressione, su tutta la gamma di giri del motore, occorrerebbe che la fasatura, la durata e l'alzata della legge di comando valvola variassero con continuità, in relazione alla velocità di rotazione del motore ed alle condizioni di carico dello stesso.

Con i sistemi di distribuzione tradizionali, l'insieme dei parametri strategici della distribuzione (fase, alzata e durata) viene definito in fase di progetto, per ottimizzare l'efficienza del motore in una certa fascia di funzionamento e per certe condizioni di carico; tuttavia, esso non è suscettibile di modifiche, durante il funzionamento del motore. Quale conseguenza di questa mancanza di flessibilità, il sistema di distribuzione

tradizionale presenta il sostanziale limite che l'efficienza del motore decade, allontanandosi da tali condizioni di progetto.

Si consideri, ad esempio, l'influenza dei tempi di apertura delle valvole sull'efficienza del riempimento dei cilindri del motore. Con tempi di apertura lunghi, cioè con grandi angoli di immissione e di scarico, si ottiene un aumento del regime massimo del motore ed un incremento di potenza agli alti giri, poiché in tali condizioni il riempimento risulta più efficiente.

Un motore, disegnato per funzionare a regimi elevati, ha un angolo di posticipo di chiusura (rispetto al punto morto inferiore) della valvola di aspirazione piuttosto ampio; inoltre, si prevede un certo incrocio dell'apertura delle valvole di aspirazione e di scarico (intorno al punto morto superiore), per sfruttarne al meglio l'effetto benefico. Quanto maggiore è la velocità di rotazione del motore, tanto maggiore è l'energia cinetica, e quindi la pressione dinamica del gas, e quindi maggiore è il ritardo da dare alla chiusura della valvola di aspirazione, rispetto al PMI. Permanendo la valvola di aspirazione aperta, all'inizio della corsa di compressione da parte del pistone, la carica fresca continua ad entrare nel cilindro, finché la sua pressione dinamica prevale sulla pressione crescente all'interno del cilindro. Inoltre, si riesce a sfruttare l'effetto dell'incrocio delle valvole di aspirazione e di scarico: quando il pistone è al PMS, finita la corsa di scarico, la valvola di scarico resta ancora aperta, per un tempo sufficiente a creare nel cilindro, grazie alla velocità dei gas di scarico uscenti, un effetto di "risucchio" della carica fresca (essendo la valvola di aspirazione aperta in anticipo rispetto al PMS). In tal modo, la carica fresca inizia ad entrare nel cilindro prima ancora che inizi la corsa di aspirazione. Con questa regolazione della distribuzione, si aumenta l'efficienza del riempimento agli alti regimi del motore; tuttavia si ha, ai bassi giri, una riduzione della potenza, perché diminuisce l'energia cinetica della carica fresca. Ai bassi regimi, all'inizio della corsa di compressione, una parte della carica fresca viene respinta nel collettore di aspirazione, attraverso la valvola di aspirazione ancora aperta; inoltre, durante l'incrocio delle valvole, la carica fresca può essere respinta indietro dai gas di scarico.

Se, al contrario, si scegliesse di adottare tempi di apertura brevi, si precluderebbe al motore la possibilità di funzionare a regimi elevati, poiché ci sarebbe una riduzione della potenza massima, a vantaggio della potenza a bassi regimi.

Con i tradizionali sistemi di distribuzione, muniti di alberi a camme, si possono realizzare leggi di alzata di qualsiasi forma; tuttavia non è possibile realizzarne la variazione, in funzione del carico e del regime di funzionamento del motore.

I progettisti si trovano di fronte al problema di realizzare un'adeguata potenza agli alti giri, senza compromettere l'erogazione ai regimi di rotazione inferiori. Dallo stesso propulsore, per l'intero arco di giri di funzionamento, non si riesce a disporre di un'ottima “grinta”, abbinata ad eccellente fluidità di erogazione. Con una serie di interventi, si può ottenere una cosa o l'altra; ma con i metodi tradizionali, è impossibile pretendere qualcosa di più di un semplice compromesso.

I.5 Processi di combustione innovativi

Nella prospettiva di far fronte alla limitazione dei livelli di emissione, un possibile salto tecnologico dei propulsori è rappresentato dalla realizzazione di processi di combustione realmente innovativi.

Il quadro attuale relativo a consumi ed emissioni dei motori per autotrazione è di seguito sintetizzato.

I motori ad accensione per compressione (CI: Compression Ignition) realizzano i consumi specifici più bassi; i livelli di inquinamento più bassi sono raggiunti dai motori ad accensione comandata (SI: Spark Ignition) stechiometrici, dotati di catalizzatore a tre vie.

Per soddisfare alle contemporanee limitazioni imposte agli inquinanti ed alla CO_2 , si profila l'esigenza di una nuova classe di propulsori, che tendenzialmente abbia i consumi degli attuali motori ad accensione per compressione ed emissioni inquinanti tipiche dei motori ad accensione comandata stechiometrici equipaggiati con catalizzatori trivalenti. Partendo da propulsori (CI e SI) differenziati, si procede verso una nuova tipologia di motori, che tenda ad unificare i processi di combustione. Una

tappa intermedia verso tale unificazione è rappresentata dalla messa a punto di motori con alta densità di potenza (per ridurre al massimo le perdite meccaniche) ed altamente flessibili. La flessibilità è un requisito fondamentale per l'ottimizzazione dei processi di combustione, già in fase avanzata di sviluppo e, in prospettiva, per la realizzazione di processi di combustione innovativi. Una importante caratteristica da conferire ai propulsori di nuova generazione è la possibilità di agire in tempo reale sui principali fattori che controllano il processo di formazione della miscela in camera di combustione. In tal senso, rivestono un ruolo essenziale i sistemi flessibili per la gestione di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione e di scarico.

Una potenziale alternativa risiede nell'introduzione di processi di combustione non convenzionali, resi possibili dalla costante evoluzione tecnologica dei motori, e dall'impiego di soluzioni innovative per il controllo elettronico delle valvole.

Tra i processi di combustione allo studio, assume particolare importanza l'autoaccensione della miscela aria-combustibile in fase omogenea (HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition, nei motori CI; CAI, Controlled Autoignition, nei motori SI).

Il processo di autoaccensione in fase omogenea può combinare l'alta efficienza, tipica della combustione Diesel, con bassi livelli di produzione del particolato e degli ossidi di azoto. Tale processo permette ai motori ad accensione per compressione il superamento delle classiche limitazioni, connesse con il compromesso particolato-NO_x; e consente ai motori ad accensione comandata di raggiungere, a carico parziale, efficienze prossime a quelle dei motori ad accensione per compressione.

L'autoaccensione in fase omogenea, come accade per molti fenomeni controllati dalla cinetica chimica, è un processo complesso da gestire. Da un lato, per innescare l'autoaccensione, bisogna raggiungere temperature (o meglio, velocità) di reazione adeguate; dall'altro lato, la combustione non deve degenerare in un'autoaccensione contemporanea della miscela. Ciò comporta la necessità di un accurato controllo, da realizzare ciclo per ciclo, di alcuni parametri: pressione, temperatura, composizione e qualità della miscela, in camera di combustione. Anche in questo caso, i sistemi di attuazione variabile delle valvole motore sono visti come la soluzione più adeguata, stante la loro capacità di dosare con accuratezza e ciclo per ciclo l'EGR interno, di

determinare il rapporto di compressione effettivo, di variare i livelli di swirl e di micro-turbolenza. Pertanto, si comprende ulteriormente l'enorme interesse che gravita intorno a questi sistemi.

I.6 Strategie di attuazione variabile delle valvole

Tra i motivi che sollecitano l'evoluzione della tecnica motoristica nella direzione dei sistemi di attuazione variabile, vanno considerati:

- I limiti del sistema di distribuzione tradizionale, relativi all'impossibilità di variare in modo continuo i fattori caratteristici della legge di alzata valvola (alzata-durata-fase), al variare del regime e del carico, in funzione di velocità di rotazione e carico del motore.
- La tendenza a realizzare processi di combustione innovativi, che necessitano di una attuazione variabile delle valvole motore.
- La necessità di applicare strategie di controllo del motore¹.

Per un funzionamento ottimo del propulsore, l'attuazione delle valvole motore necessita di quella flessibilità che è caratteristica peculiare dei sistemi di attuazione variabile.

Un vantaggio dei sistemi di distribuzione variabile, rispetto ai sistemi tradizionali, è quello di poter realizzare differenti strategie di attuazione, caratterizzate dalla possibilità di variare i parametri caratteristici della legge di alzata valvola (alzata – durata - fase).

Un sistema di attuazione variabile delle valvole motore dovrebbe garantire una gestione completamente flessibile dei tre parametri, consentendo, per ogni punto di funzionamento del motore, ciclo per ciclo e cilindro per cilindro:

- Variazione continua della fase
- Variazione continua della durata

¹ Indicate nei seguenti paragrafi 6, 7, 8

- Variazione continua dell'alzata
- Variazione combinata ed indipendente dei tre parametri
- Esclusione ciclica di una o più valvole.

Allo stato attuale, esistono diverse strategie di attuazione variabile delle valvole motore:

- Variazione della fase
- Variazione della durata e della fase
- Variazione dell'alzata
- Variazione combinata e non indipendente dell'alzata e della durata
- Esclusione ciclica di una o più valvole.

I.6.1 Variazione della fase

Per variazione di fase della legge di alzata della valvola, si intende la traslazione rigida della curva di alzata (mostrata in figura 12), ottenuta facendo variare in egual misura l'angolo di anticipo all'apertura e l'angolo di ritardo alla chiusura. Un variatore di fase, che agisca sia sulle valvole di aspirazione che di scarico, permette di controllare l'incrocio tra dette valvole.

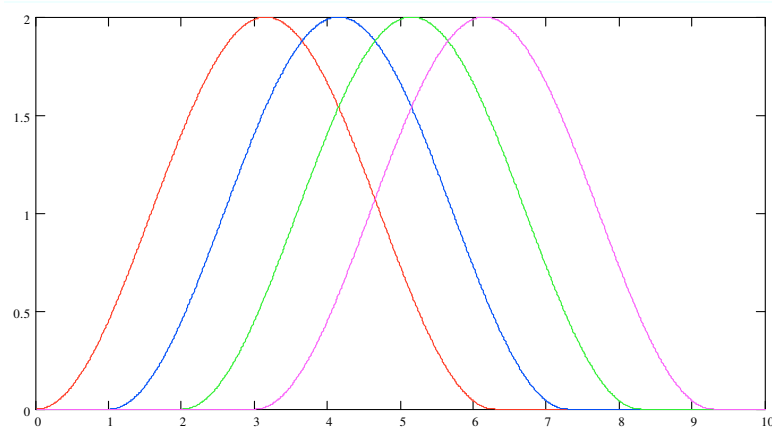


Fig. 12: Variazione della fase di una legge di alzata valvola

La variazione dell'incrocio tra le valvole consente di dosare in modo continuo la quantità di EGR (Exhaust Gas Recirculation) interno. Tale strategia viene sfruttata per regolare la temperatura della carica fresca che giunge ai cilindri, immettendo nel flusso principale in ingresso gas già combusti. In tal modo, si può regolare la temperatura massima nel cilindro, in quanto i gas già bruciati non partecipano alla combustione. Ciò risulta molto importante per la formazione di NOx, la cui presenza nei gas di scarico dipende anche dalla temperatura massima raggiunta in camera di combustione.

I.6.2 Variazione della durata (e della fase)

La variazione della durata dell'apertura valvola può ottenersi secondo diverse modalità. E' possibile realizzare una variazione simmetrica (mostrata in figura 13); oppure è attuabile una variazione di durata ad angolo di chiusura fisso (figura 14); in genere, queste due soluzioni non sono prese in considerazione, perchè poco efficaci dal punto di vista motoristico.

Una soluzione adottabile è rappresentata dalla variazione della durata, tenendo fisso l'angolo di apertura e agendo sull'angolo di chiusura della valvola (Fig. 15). Questo tipo di regolazione dell'area di efflusso in aspirazione offre la possibilità di controllare, durante la corsa di compressione, il riflusso nel condotto di aspirazione della carica aspirata, permettendo di realizzare motori con rapporto di compressione effettivo variabile e diverso da quello di espansione. In tal modo, si potrebbero implementare cicli termodinamicamente ottimizzati, come il ciclo Miller – Atkinson², con notevoli miglioramenti dell'efficienza globale del motore.

In genere, i migliori risultati si ottengono potendo variare indipendentemente l'angolo di apertura e di chiusura delle valvole. La variazione di durata / fase consente, oltre ai benefici su consumi ed emissioni inquinanti citati precedentemente, anche di ottimizzare la curva di coppia del motore, che migliora in prestazioni.

² Trattato nel paragrafo 7 del presente capitolo

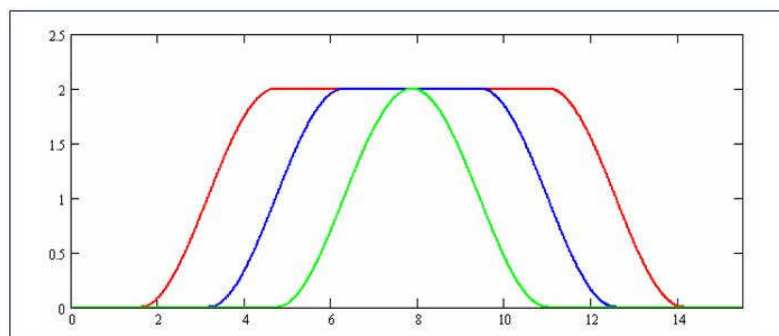


Fig. 13: Regolazione della durata centrata

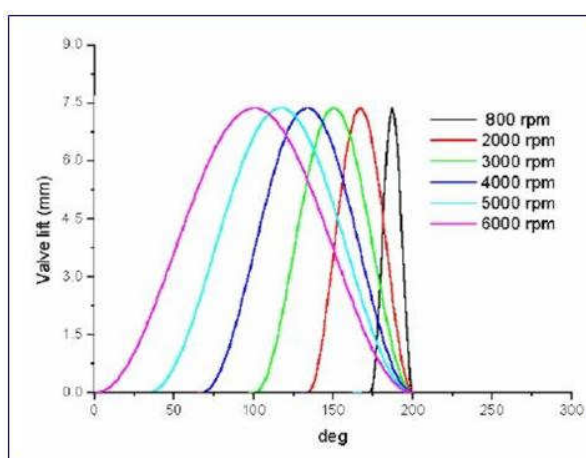


Fig. 14: Regolazione della durata ad angolo di chiusura fisso

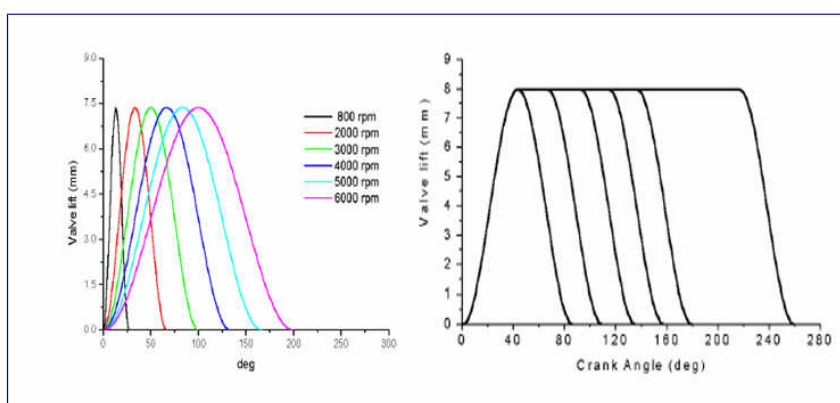


Fig. 15: Variazione della durata e della fase

I.6.3 Variazione dell'alzata

La variazione dell'alzata valvola (figura 16), consente di effettuare numerose strategie di controllo del propulsore.

Uno dei vantaggi di questa strategia è rappresentato dalla possibilità di controllare il carico del motore senza l'ausilio della valvola a farfalla. In un sistema tradizionale (in cui la valvola a farfalla ha funzioni di valvola parzializzatrice per l'aria in ingresso nel cilindro), maggiore è l'apertura della valvola a farfalla, maggiore è l'aria in ingresso, e maggiore è la quantità di combustibile erogata dal sistema di iniezione. Ai bassi regimi di rotazione, quando la valvola a farfalla è parzialmente aperta, l'aria in entrata subisce una forte resistenza, dovuta alla presenza della valvola stessa, che ne ostacola l'ingresso nei cilindri. Tali “perdite di pompaggio” sono tanto maggiori quanto più la valvola è chiusa. L'eliminazione della valvola a farfalla permette di ridurre le perdite di carico nei condotti di aspirazione, nelle condizioni di funzionamento a pieno carico (condizione in cui sono pur sempre presenti perdite di carico). Tali perdite spariscono, qualora la regolazione del carico venga effettuata, agendo sull'alzata delle valvole di aspirazione, divenendo esse stesse organi di parzializzazione. La possibilità di regolare il valore dell'alzata massima permette di avere diverse velocità di efflusso dei gas attraverso le valvole e di controllare la micro-turbolenza nel cilindro motore, in modo da ottimizzare la combustione.

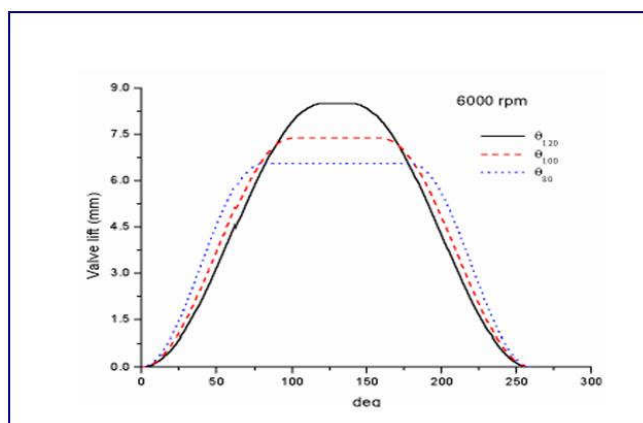


Fig. 16: Variazione dell'alzata della valvola

Nel caso di motori plurivalvole, (con due o più valvole di aspirazione), qualora fosse possibile regolare in maniera indipendente l'alzata, si potrebbe anche realizzare il controllo dei moti di aria (moti di swirl) all'interno del cilindro, con il conseguente miglioramento in termini di riduzione delle emissioni inquinanti e del consumo.

I.6.4 Variazione dell'alzata e della durata

Di particolare interesse è la possibilità di operare una variazione dell'alzata e della durata. Nella figura 17, è rappresentata la regolazione dell'attuazione, in cui la durata e l'alzata massima possono essere variate, anche se in modo non indipendente l'una dall'altra: ad un'alzata massima crescente è associata una durata angolare della legge di alzata anch' essa crescente.

Con questo tipo di regolazione, è possibile parzializzare il carico, senza l'utilizzo di organi ausiliari ed ottimizzare la curva di coppia del motore. In tal modo, al propulsore si conferiscono migliori doti di elasticità e una maggiore disponibilità di coppia ai bassi regimi. Di contro, non è realizzabile un controllo fine del livello di turbolenza della carica in ingresso al cilindro, in quanto non sono possibili piccole alzate per lunghe durate angolari. Varie combinazioni sono possibili per questo tipo di regolazione, in funzione degli obiettivi e delle caratteristiche costruttive dello specifico sistema di attuazione.

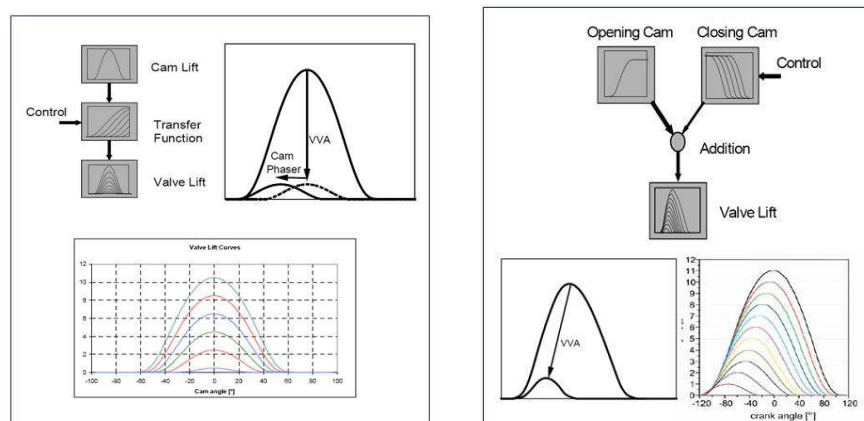


Fig. 17: Variazione contestuale e non indipendente dell'alzata e della durata

I.6.5 Esclusione ciclica

Una strategia contemplata nell'ambito dell'attuazione variabile è l'esclusione ciclica.

In un veicolo, il punto di funzionamento del motore è determinato dalla richiesta da parte del guidatore di una certa coppia motrice, ad una determinata velocità del veicolo. La trasmissione ed il rapporto al ponte determinano la velocità del motore, a cui la potenza richiesta viene prodotta. Al fine di ottenere la richiesta coppia alle ruote, il rapporto di trasmissione totale può essere "aggiustato", fino a che il motore operi a valvola a farfalla completamente aperta ed alla velocità di rotazione che permette di avere la potenza richiesta. In pratica però, la velocità di rotazione del motore non può essere mantenuta troppo bassa, (per problemi di vibrazioni, rumore e problemi legati al range dinamico della trasmissione, oltre a problemi propri del motore). E' possibile che la domanda di un cilindro, per una certa pressione media indicata, in un certo punto di funzionamento, venga incrementata, attraverso l'esclusione ciclica di alcuni cilindri (anche metà dei cilindri). Questa strategia porta i cilindri non esclusi a funzionare a pressioni medie indicate più alte, allo scopo di mantenere la coppia richiesta. Potenzialmente, questa circostanza può portare ad una significativa riduzione del lavoro di pompaggio e dei consumi. Per evitare un'eccessiva irregolarità del motore, in queste condizioni di funzionamento, non viene disattivato sempre lo stesso cilindro, ma ciclicamente tutti i cilindri.

L'esclusione ciclica dei cilindri è considerata un efficiente metodo, per ridurre le perdite di pompaggio ed aumentare la pressione media effettiva dei rimanenti cilindri funzionanti, al fine di assicurare una combustione pulita e stabile. L'esclusione ciclica dei cilindri richiede un sistema di attuazione valvole completamente variabile e che controlli in maniera indipendente tutte le valvole dei cilindri.

Per esclusione ciclica delle valvole si intende la possibilità di non azionare una delle valvole di un cilindro, ciclo per ciclo. Relativamente ai motori plurivalvole, qualora sia prevista la possibilità di escludere una sola delle valvole di aspirazione, si possono ottenere gli stessi benefici sul controllo dello swirl, esposti in precedenza, per quanto riguarda la variazione dell'alzata.

I.7 Gestione flessibile del propulsore

Accanto alla realizzazione di processi di combustione innovativi ed alle variazioni precedentemente descritte, di seguito si riportano altre strategie di controllo del propulsore, che necessitano o beneficiano dell'uso di un sistema di attuazione variabile delle valvole motore.

I.7.1 Ciclo Miller-Atkinson

Il Ciclo Miller-Atkinson è un ciclo di funzionamento per motori a combustione interna, brevettato dal danese Ralph Miller (su idea precedente del britannico James Atkinson) e originariamente destinato a grossi motori Diesel. Le prime esperienze su motori funzionanti con ciclo M.-A. sono state condotte negli Stati Uniti, fra il 1947 e il 1950.

Il ciclo Miller-Atkinson si differenzia dal normale ciclo Otto, perché è caratterizzato da un rapporto di compressione interno, diverso dal rapporto di espansione. Ciò è reso possibile, anticipando o ritardando la chiusura della valvola di aspirazione, rispetto al punto ideale. Nel primo caso (strategia di controllo EIVC: Early Intake Valve Closing), si impedisce l'introduzione nel cilindro di tutta la quantità di gas che esso potrebbe contenere; nel secondo caso (strategia di controllo LIVC: Late Intake Valve Closing), si opera in modo da far uscire una parte della carica attraverso la valvola di aspirazione. La fase di espansione resta invece invariata.

Operando in questo modo, è possibile avere un incremento del rendimento a parità di carica aria-combustibile utilizzata, rispetto al caso di un motore convenzionale, con uguali corse di aspirazione e scarico; è possibile sfruttare meglio l'energia dei gas combusti, avendo una corsa di espansione più lunga di quella di compressione. Inoltre, è possibile operare con maggiori aperture della valvola a farfalla alle basse velocità, diminuendo così le perdite di pompaggio.

Nel seguito, si prendono in considerazione strategie di controllo del propulsore, derivate dal ciclo Miller-Atkinson, che sono implementabili solo attraverso l'uso di

sistemi di attuazione variabile delle valvole e che permettono di eliminare la valvola a farfalla, per il controllo del carico del motore.

I.7.2 Strategia EIVC: Early Intake Valve Closing

La strategia EIVC è basata sulla chiusura delle valvole di aspirazione, prima del punto morto inferiore, quando la massa desiderata di carica fresca è stata introdotta nei cilindri. In tal modo, quando è richiesto un basso carico, soltanto una frazione limitata della corsa di aspirazione è utilizzata per introdurre aria dal collettore di aspirazione; nella restante parte della corsa di aspirazione, le valvole vengono chiuse e il cilindro resta isolato. Si ottiene una fase di espansione fino al PMI e seguita da una fase di compressione parziale, che si sovrappone teoricamente alla precedente espansione. Quale conseguenza, il lavoro di pompaggio è più limitato, rispetto al tradizionale motore con valvola a farfalla, permettendo un incremento di efficienza ai carichi parziali.

L'EIVC è identificata come una delle strategie più efficienti, per la riduzione delle perdite per strozzamento, dovute alla valvola a farfalla; tuttavia sorgono problemi, relativi alla preparazione della miscela, dovuti alla minore velocità della carica nel passaggio attraverso la valvola. A tal proposito, una soluzione largamente accreditata è quella di ridurre l'alzata della valvola e, perfino, di escludere una valvola (nei motori con più di una valvola di aspirazione), in modo da aumentare la velocità dell'aria attraverso la valvola di aspirazione ed ottenere una migliore miscelazione tra aria e combustibile. Si raggiunge un compromesso tra l'incremento di efficienza della combustione e la crescita delle perdite di strozzamento, al ridursi dell'alzata della valvola. Questo richiede l'installazione sul motore di un sistema di attuazione completamente variabile.

Molti autori hanno affrontato lo studio delle prestazioni di un motore controllato con strategia EIVC, confrontando le prestazioni di questo tipo di motore con quelle di un motore di riferimento con valvola a farfalla, al fine di sottolineare l'incremento di efficienza dovuto alla riduzione del lavoro di pompaggio.

I.7.3 Strategia LEVC: Late Exhaust Valve Closing

Un dispositivo di attuazione variabile può essere vantaggiosamente utilizzato anche per il controllo delle valvole di scarico di un motore. In questo modo, è possibile diminuire la coppia motore, rispetto al suo valore massimo, operando il semplice controllo della quantità di EGR, compatibile con una combustione stabile, per mezzo della strategia di chiusura ritardata delle valvole di scarico LEVC (Late Exhaust Valve Closing). Un controllo completo del carico del motore non può essere realizzato usando soltanto la strategia LEVC, ma si rende necessario l'utilizzo congiunto con la strategia EIVC. La strategia risultante viene indicata come strategia di tipo combinato LEVC - EIVC.

A partire dalla condizione di pieno carico, in una prima fase, si può aumentare il ritardo di chiusura delle valvole di scarico, per ridurre la coppia motrice. Durante la corsa di aspirazione, i gas di scarico possono rientrare nel cilindro, attraverso la valvola di scarico ancora aperta, con una riduzione della massa di carica fresca e della coppia prodotta. Questo permette una riduzione della coppia motrice, sotto parziali condizioni di carico, senza accrescere il lavoro di pompaggio e senza influenzare l'efficienza del motore. Questa strategia può essere mantenuta, fino a che il valore percentuale di EGR raggiunge il valore limite, al di sopra del quale la stabilità di combustione può essere compromessa (solitamente, si assume una percentuale massima di EGR del 40%). Al raggiungimento del limite superiore di EGR, una ulteriore riduzione di coppia motrice può essere ottenuta attraverso la riduzione della quantità di carica fresca introdotta nei cilindri, che viene attuata grazie alla strategia di controllo EIVC e quindi alla riduzione dell'intervallo angolare di apertura delle valvole di aspirazione. In questa condizione, è necessario ridurre progressivamente il ritardo di chiusura delle valvole di scarico, allo scopo di mantenere l'EGR costante alla massima percentuale.

I.7.4 Strategia LIVC: Late Intake valve Closing

Questa strategia deriva dal ciclo Miller-Atkinson. La fase di aspirazione è sempre completata fino al punto morto inferiore; ma la chiusura delle valvole di aspirazione è ritardata fino alla corsa di compressione ed è variabile. In tal modo, la massa di carica fresca nel cilindro viene ridotta perché, mentre il pistone si muove verso il PMS, il suo moto fa fuoriuscire dal cilindro l'eccesso di carica fresca, rispetto al valore desiderato. Quando la massa di carica fresca nel cilindro è stata ridotta al desiderato valore, le valvole di aspirazione vengono chiuse e la compressione ha luogo. Poiché la chiusura delle valvole di aspirazione deve essere variabile, è richiesto un sistema di attuazione variabile. Questa strategia presenta alcune difficoltà, perché a carichi molto bassi l'accensione può avvenire prima che le valvole di aspirazione siano chiuse.

I.8 Benefici ottenibili con l'attuazione variabile

L'evoluzione della tecnica in materia di attuazione variabile ha condotto alla realizzazione di sistemi, che consentono di variare solo alcuni dei parametri caratteristici di una legge di alzata valvola, e spesso in modo non indipendente l'uno dall'altro.

In tal modo, non sempre è possibile sperimentare nuove tecniche di combustione e nuovi schemi di controllo del motore, i quali richiedono la possibilità di variare contemporaneamente, e in modo indipendente, tutte le grandezze fondamentali di una legge di alzata valvola. L'utilizzo di sistemi totalmente flessibili porterebbe all'incremento dell'efficienza del motore, consentendo lo sviluppo di unità a più alto rapporto volumetrico di compressione e, a parità di potenza, di motori più piccoli e leggeri. Sarebbe possibile un controllo delle emissioni più efficace ed una gestione del motore più efficiente, in quanto si potrebbero realizzare strategie di esclusione ciclica dei cilindri, nelle percorrenze a bassa richiesta di potenza, ottenendo notevoli giovamenti in termini di consumi.

Il sistema ideale è quello che consente di realizzare, ciclo per ciclo e cilindro per cilindro:

- Il controllo continuo dell'alzata
- Il controllo continuo della durata
- Il controllo continuo della fase
- L'esclusione di una valvola

Il sistema ideale per l'attuazione variabile delle valvole motore non è ancora stato realizzato. Volendo comunque sintetizzare i vantaggi offerti dai sistemi dalla tecnica nota, è possibile distinguere i seguenti:

- Eliminazione della valvola a farfalla per la regolazione della quantità di aria introdotta per ciclo, in maniera da diminuire sostanzialmente il lavoro di pompaggio.
- Variazione del rapporto di compressione effettivo.
- Possibilità di influire sul moto rotatorio della carica (moto di swirl), aprendo una sola delle due valvole di aspirazione.
- Adozione di cicli termodinamici alternativi al ciclo Otto, quali il ciclo Miller – Atkinson.
- Diminuzione dei tempi di intervento del catalizzatore allo scarico
- Regolazione in coppia del motore.
- Controllo degli HC, ai bassi regimi del motore.
- Possibilità di adottare strategie di controllo complesse ed innovative, come l'esclusione ciclica dei cilindri.
- Dosaggio preciso dell'EGR interno.

I.8.1 Benefici in termini fluidodinamici dell'attuazione variabile

E' possibile ottenere notevoli miglioramenti in termini di prestazioni del motore, con le seguenti azioni: intervenire sulla geometria della testata; variare l'alzata delle valvole; variare i tempi di apertura; variare l'istante in cui iniziano ad aprirsi e chiudersi

le valvole; modificare le sezioni di passaggio della miscela (sfruttando ad esempio la soluzione plurivalvole).

Nota l'evoluzione delle onde fluidodinamiche all'interno dei condotti di scarico e di aspirazione, in tutte le condizioni di funzionamento del motore, e adottando un sistema di distribuzione variabile ideale (cioè capace di variare indipendentemente tutti i parametri controllati), sarebbe possibile usufruire costantemente di una sovralimentazione dinamica. Questo è il fenomeno che permette di portare il coefficiente di riempimento, da valori dell'ordine di 0,8 - 0,9 dei motori a 4 tempi di serie, a valori dell'ordine di 1,15 - 1,25, dei motori tipicamente usati nelle competizioni, con i corrispondenti incrementi delle prestazioni.

Come si è detto, l'obiettivo prefissato dai progettisti dei moderni motori di serie non è la massimizzazione della sola performance, ma il raggiungimento di un giusto compromesso tra bassi consumi, emissioni contenute ed un soddisfacente livello prestazionale.

Considerando il motore come parte di un unico sistema fluidodinamico, che inizia dalle bocche di aspirazione e termina all'estremità dei tubi di scarico, l'obiettivo è quello di ottenere la giusta "accordatura" del sistema di distribuzione, per raggiungere tali compromessi.

Si riporta l'espressione della potenza P [kW] di un motore, per evidenziarne la dipendenza dai fenomeni fluidodinamici:

$$P = V \cdot i \cdot \frac{n \cdot 60}{\varepsilon} \cdot \frac{\delta_a \cdot \lambda_v}{\alpha} \cdot \frac{1}{c_s}$$

indicando con i il numero dei cilindri; con V [m³] la cilindrata del singolo cilindro; con δ_a [kg/ m³] la densità dell'aria nell' ambiente di aspirazione; con n la velocità del motore in giri/min; con ε il numero di giri del motore necessari al completamento di un ciclo; con α il rapporto tra la massa d'aria e quella di combustibile; con λ_v il coefficiente di riempimento; con c_s il consumo specifico di combustibile [kg/kWh].

Un termine da cui dipende la potenza è il coefficiente di riempimento λ_v ; esso può essere definito come prodotto delle grandezze λ_{vi} e λ_{vt} , che sono rispettivamente il coefficiente di intrappolamento ed il coefficiente di introduzione.

È possibile definire il coefficiente di introduzione come il rapporto tra la massa totale di aria introdotta ad ogni ciclo e la massa di riferimento ideale, che potrebbe essere contenuta nel cilindro avente cilindrata unitaria V :

$$\lambda_{vt} = \frac{m_{at}}{\delta_a \cdot V}$$

Il coefficiente di intrappolamento è rappresentabile mediante la seguente espressione:

$$\lambda_{vi} = \frac{m_{fr}}{m_{at}}$$

in cui m_{at} è la massa di aria introdotta nel cilindro ad ogni ciclo ed m_{fr} la massa realmente intrappolata. Non tutto il comburente, aspirato ad ogni ciclo, resta nel cilindro: una frazione, più o meno rilevante, può essere perduta attraverso le valvole.

Il prodotto dei due coefficienti restituisce il coefficiente di riempimento effettivo:

$$\lambda_v = \lambda_{vt} \cdot \lambda_{vi} = \frac{m_{at}}{\delta_a \cdot V} \cdot \frac{m_{fr}}{m_{at}} = \frac{m_{fr}}{\delta_a \cdot V}$$

La massimizzazione del coefficiente di riempimento effettivo è ottenibile conseguendo i due seguenti risultati:

- Massimizzare la massa di aria che viene introdotta nel cilindro.
- Intrappolare nel cilindro la massima frazione possibile di massa di aria.

Entrambi questi risultati dipendono dal dimensionamento dei condotti e dai tempi di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione, oltre che dal diametro e dalla alzata massima. Agendo sulla fasatura, è possibile variare la quantità di aria intrappolata nel cilindro e trarne benefici. Una valida regolazione della portata di aria, attraverso i condotti di aspirazione, in tutte le condizioni di funzionamento, fornisce la possibilità di gestire il propulsore, senza l'utilizzo della valvola a farfalla (per la regolazione del flusso di aria in aspirazione); di conseguenza, si ottiene una riduzione delle perdite di carico in ingresso.

Oggi la ricerca di alte potenze specifiche e di bassi consumi ed emissioni sta spingendo i progettisti verso lo sfruttamento sempre più accentuato dei fenomeni di fluidodinamica non stazionaria, incrementando lo studio e la realizzazione di strumenti e meccanismi, quali i condotti a geometria variabile, le camere risonanti a volume variabile, possibilmente associati a distribuzioni variabili.

Il fronte d'onda generato dal moto del pistone (e da altri fenomeni), all'interno dei condotti di aspirazione e di scarico, è causa di bruschi aumenti di pressione.

Qualsiasi fenomeno, in grado di generare un impulso di velocità all'interno di un tubo, è capace di generarvi onde. Nei condotti di aspirazione, il moto discendente del pistone origina un elevato impulso di velocità, nella sezione iniziale del condotto, subito dietro la valvola. Lo stesso accade nei condotti di scarico, in cui la violenta espulsione dei gas, causata dalla loro pressione e dalla successiva risalita del pistone, genera un impulso di velocità nella sezione iniziale del tubo, dietro la valvola.

Il primo dei due fenomeni genera un'onda di depressione, che si propaga in direzione opposta a quella del moto del pistone, durante la sua corsa dal PMS al PMI. Raggiunta la cassa filtro, avviene la riflessione dell'onda e la sua trasformazione in onda di sovrappressione che, muovendosi verso il cilindro, permette (nel caso in cui la valvola si chiuda, quando nel cilindro è entrata la massima quantità di aria) di ottenere la desiderata sovralimentazione dinamica, in grado di massimizzare il coefficiente di riempimento.

Il secondo fenomeno genera un'onda di sovrappressione, diretta verso l'ambiente esterno, attraverso lo scarico. Raggiunta l'atmosfera, l'onda inverte e ripercorre i condotti di scarico, come onda di depressione.

Studiando opportunamente il ritardo nella chiusura della valvola di scarico e l'anticipo nell'apertura della valvola di aspirazione (l'incrocio delle valvole), è possibile sfruttare questa onda, ottenendo i seguenti effetti benefici:

- Ri-aspirazione dai condotti di ingresso dei gas combusti, eventualmente penetrati durante l'incrocio (fenomeno che si verifica quando l'apertura della valvola di aspirazione avviene nell'istante in cui, all'interno del cilindro, regna una pressione maggiore di quella esistente nei condotti di aspirazione).
- Lavaggio del cilindro (o almeno della parte fra il cielo del pistone e la testa del cilindro) dai gas combusti presenti.
- Pre-aspirazione dinamica di aria, in grado di avviare il processo di aspirazione, che avviene alcuni istanti dopo, quando il pistone, muovendosi verso il PMI, crea la depressione necessaria.

L'andamento delle onde, all'interno dei condotti, è approssimativamente quello esaminato. Uno studio rigoroso, in cui si consideri l'effettiva lunghezza delle onde e la loro parziale sovrapposizione, può essere fatto solo con l'ausilio della fluidodinamica non stazionaria.

Si può, in maniera semplicistica, affermare che la frequenza delle onde dipende sostanzialmente dalla lunghezza dei condotti, mentre la loro intensità è dettata dalla sezione.

L'intensità delle onde generate influisce sulla quantità di aria o miscela entranti; la scelta della sezione e delle valvole (alzata e diametro) è fatta in funzione della massimizzazione di tali quantità. Variare la lunghezza dei condotti significa variare i tempi che le oscillazioni del fluido impiegano per percorrerli, vale a dire il periodo proprio delle oscillazioni naturali dell'aria, all'interno degli stessi. Ne deriva che l'andamento del coefficiente di riempimento di introduzione è funzione del diametro e della lunghezza dei condotti di aspirazione e di scarico; la sua massimizzazione è possibile, solo se tale dimensionamento è eseguito correttamente.

Il coefficiente di riempimento effettivo è funzione del coefficiente di introduzione e del coefficiente di intrappolamento. Supposto di riuscire a rendere massima l'aria introdotta nei cilindri, tramite l'adozione dei condotti più appropriati, solo la fasatura ha la responsabilità di garantire l'intrappolamento.

Il coefficiente di riempimento λ_v è funzione della velocità di rotazione del motore n , ed il suo andamento è generalmente crescente fino ad un determinato valore n^* , oltre il quale diminuisce nuovamente. All'aumentare della velocità n , diminuisce il tempo in cui la valvola motore resta aperta, oltre ad aumentare le resistenze fluidodinamiche (proporzionali al quadrato di n) e la frazione dei gas residui; c'è da aspettarsi quindi, una proporzionale riduzione di λ_v (come mostrato in figura 18).

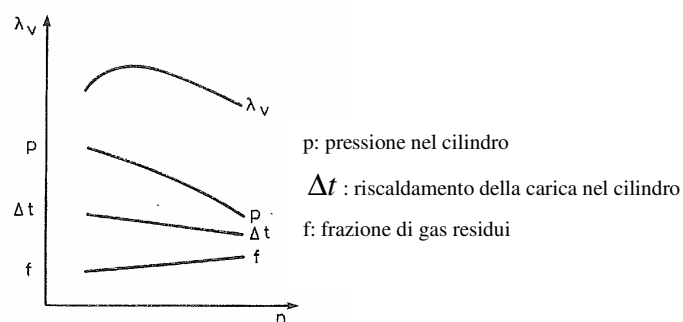


Fig. 18: Andamento, in funzione di n , di λ_v e di alcuni parametri che lo influenzano

In corrispondenza del regime di giri n^* , le oscillazioni naturali dell'aria nei condotti di aspirazione sono in fase con i tempi di apertura valvola: è dunque consentita una vera e propria sovralimentazione dinamica. Per calcolare la velocità n^* , a cui tale fenomeno di risonanza si verifica, basta calcolare il periodo proprio delle oscillazioni naturali dell'aria nei condotti ed eguagliarlo a quello di apertura della valvola (funzione dalla fasatura utilizzata).

In un motore a quattro tempi aspirato e con un sistema di distribuzione ordinario, i parametri analizzati sono tutti fissi ed il valore di n^* calcolato è unico.

Al variare della velocità di rotazione del motore, variano anche i tempi impiegati dalle onde per percorrere i condotti di aspirazione e di scarico; la fasatura scelta è in grado di restituire i suoi benefici solo in un piccolo intervallo, risultando la meno adatta, per il restante arco di funzionamento del motore. Per vetture da competizione dotate di cambi a molti rapporti ed a rapidissimo azionamento (quali gli attuali, ad azionamento elettronico), le conseguenze non sono disastrose. Un motore destinato ad equipaggiare questo tipo di vetture viene sfruttato solo agli alti regimi, ed è giusto che sia questa la

zona ottimizzata. Per un motore di serie, è necessario eliminare il “buco di coppia” generato da un tale approccio, a vantaggio della sua fruibilità e del piacere di guida, senza ricorrere ad un uso spasmodico del cambio. E’ in queste condizioni che ritorna utile un sistema di distribuzione variabile, che possa apportare innumerevoli vantaggi, in termini prestazionali, lungo l’intero arco di funzionamento del motore.

Potenzialmente, con un sistema di attuazione variabile in grado di agire senza alcuna limitazione, si ha la possibilità di variare il periodo di apertura delle valvole, in funzione del carico e del numero di giri in maniera indipendente e in modo tale da permettere il conseguimento della tanto cercata “risonanza”, in tutte le condizioni di funzionamento.

CAPITOLO SECONDO

I SISTEMI VVA

Nel presente capitolo, si presenta un quadro dei dispositivi per l'attuazione variabile delle valvole motore. Essi vengono classificati in base a potenzialità e principi di funzionamento. Vengono inoltre descritti alcuni sistemi VVA attualmente in studio e/o in uso. Obiettivo è l'acquisizione di know-how in tema di attuazione variabile, finalizzato anche al confronto con i sistemi innovativi sviluppati presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica e l'Istituto Motori del CNR di Napoli.

II.1 Definizione di VVA

VVA, acronimo di Variable Valve Actuation / Actuator, è uno dei termini in uso, per indicare un sistema di attuazione variabile delle valvole motore.

Un VVA è un sistema in grado di agire sulla regolazione delle valvole, singolarmente ed in maniera continua, sia nei tempi che nell'alzata.

E' necessario fare una prima distinzione tra i sistemi di distribuzione a fasatura variabili “veri” (capaci di variare sia l'angolo di apertura che l'alzata delle valvole), da quelli detti di puro “scalettamento” dell'albero a camme (di più facile praticabilità).

I sistemi di distribuzione “veri” comportano, in genere, un incremento di peso dell'equipaggio, oltre ad una maggiore potenza dissipata, dovuta all'aumento degli attriti. Tuttavia, un sistema di questo tipo, anche se può influire negativamente sul rendimento organico, permette di ottenere talmente tanti benefici in campo fluidodinamico da giustificare l'adozione.

Con i sistemi di distribuzione “veri” non si è tuttora raggiunto un traguardo, tale da motivarne l'utilizzo su larga scala, anche se sono stati compiuti notevoli progressi, come dimostra la varietà dei sistemi proposti.

I sistemi di puro “scalettamento” dell'albero a camme, di applicazione ben più limitata, saranno trattati nel paragrafo 3 del presente capitolo.

Una possibile classificazione, basata sulla tecnologia adottata per la loro realizzazione, può essere fatta tra i seguenti sistemi:

- Sistemi provvisti di camme
- Sistemi camless

Un'altra caratteristica che funge da discriminante tra i vari sistemi VVA (e quindi tra le varie regolazioni dell'attuazione che essi rendono disponibili), è relativa alla possibilità di una regolazione dei parametri dell'attuazione, in dipendenza delle condizioni di funzionamento del motore: continua oppure discreta.

II.2 Risultati della ricerca brevettale

In questo paragrafo, si intende presentare il risultato dell'ampia attività di ricerca brevettuale che si è condotta, col duplice fine di produrre know-how in materia di sistemi VVA di tipo meccanico, e di constatare il contenuto innovativo del sistema meccanico progettato, oggetto della presente tesi.

La ricerca brevettuale ha consentito di costruire una panoramica dei sistemi di attuazione variabile delle valvole di un motore a combustione interna, attualmente in uso e/o in studio.

E' possibile classificare le molteplici tipologie di attuazione, sia in base al tipo di risultato conseguito in termini di attuazione variabile, sia in base alle soluzioni costruttive adottate.

Se il discriminante tra i sistemi VVA è il tipo di attuazione variabile, può farsi una distinzione di massima tra:

- Sistemi che consentono di variare l'alzata (VVL: Variable Valve Lift systems)

- Sistemi che consentono la variazione di fase (VVT: Variable Valve Timing systems).

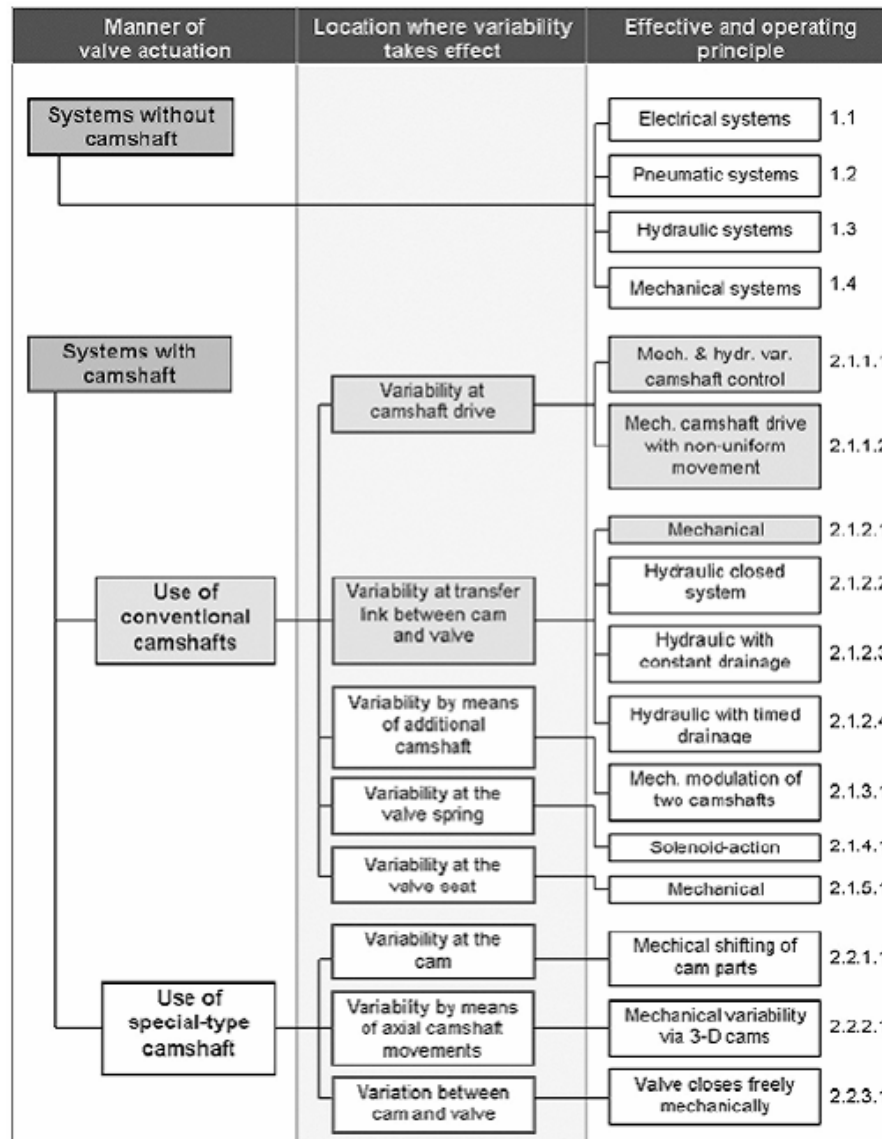


Fig.1: Classificazione dei sistemi di attuazione variabile

Tra VVL e VVT, si colloca una gamma di sistemi, profondamente differenti, per ambizioni e complessità costruttiva. Il sistema VVA ideale è quello che consente di variare alzata, fase e durata, indipendentemente ed in maniera continua. Sebbene tale sistema non sia stato ancora industrialmente realizzato, dispositivi dalla tecnica nota

consentono di ottenere risultati altamente performanti, in termini di attuazione variabile, con i benefici che derivano da una gestione flessibile del motore.

Per presentare una panoramica delle soluzioni costruttive adottate per realizzare un sistema VVA, i differenti sistemi di attuazione variabile possono essere distinti in 16 gruppi. Tale classificazione (mostrata nella tabella di figura 1) può operarsi seguendo tre criteri successivi, che focalizzano l'attenzione su tre differenti aspetti che contraddistinguono un sistema VVA:

- Impiego dell'albero a camme
- Disposizione del punto (o dei punti) in cui il cinematismo presenta gradi di libertà, su cui intervenire per gestire in maniera flessibile il propulsore
- Principi funzionali dell'attuazione.

II.3 Precursori dei sistemi VVA: “scalettamento dell'albero a camme”

Lo schema più semplice e di facile realizzazione per ottenere la sola variazione di fase in un motore, consiste nell'adottare un sistema di puro “scalettamento” dell'albero a camme. Si tratta di un meccanismo, che riesce a modificare la posizione relativa dell'albero a camme rispetto a quella dell'albero motore, permettendo di variare le fasi del motore, anche se generalmente di pochi gradi.

I vantaggi di questa scelta risiedono nella facilità costruttiva, nelle ridotte dimensioni, che ne facilitano l'inserimento anche in geometrie sofisticate, e nella ridotta complessità meccanica, che ne garantisce una migliore affidabilità. Tuttavia, con un VVA così concepito, non si ha generalmente la possibilità di variare i ritardi e gli anticipi di apertura e di chiusura, indipendentemente gli uni dagli altri, ma si hanno rapporti stabiliti e non è possibile variare l'alzata. I sistemi di distribuzione variabile di puro “scalettamento” dell'albero a camme presentano altri svantaggi: possibili urti tra pistone e valvole; angoli poco favorevoli da un punto di vista fluidodinamico o meccanico. Nonostante i limiti, si è molto diffusa l'adozione di tali sistemi, anche se

molto spesso utilizzati come supporto ad altri meccanismi, che permettono di variare l'alzata o la durata di apertura e di chiusura.

Le tecnologie utilizzate per la realizzazione di tali dispositivi sono piuttosto varie: si va da sistemi elettromeccanici a sistemi elettroidraulici.

Uno dei mezzi più semplici ed utilizzati è rappresentato da uno “scalettatoio” a denti elicoidali che, scorrendo assialmente, scaletta l'albero a camme, rispetto all'albero che lo trascina.

II.3.1 Variatore di fase Alfa Romeo

L'Alfa Romeo ha mosso i primi passi verso la sperimentazione e la produzione della “distribuzione variabile”.

La soluzione ideata riesce ad apportare benefici piuttosto limitati: consente di spostare l'istante di apertura e chiusura delle valvole di aspirazione, senza tuttavia modificare né la durata di apertura, né l'alzata massima.

La distribuzione proposta dall'Alfa Romeo consiste in un sistema in grado di scalettare l'albero a camme, rispetto all'albero motore, permettendone una certa “indipendenza” nel movimento.

I motivi che, alla fine degli anni Settanta, spinsero i tecnici dell'Alfa Romeo verso lo studio di una tale soluzione vanno ricercati, non nella rincorsa alle prestazioni, ma nella necessità di far fronte a problemi di tipo ambientale. La lotta all'inquinamento cominciava a muovere i primi importanti passi in California, nella seconda metà degli anni Settanta, imponendo l'abbattimento delle emissioni di CO, HC ed NOx. Mentre le marmitte catalitiche ossidanti erano efficaci nella riduzione dell'ossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti, l'unica soluzione prevista per gli ossidi di azoto era la possibilità di utilizzare il ricircolo dei gas di scarico (EGR: Exhaust Gas Recirculation). La strategia prevede la re-immisione, tramite una valvola (detta EGR, appunto) attivata dalla depressione indotta dalla valvola a farfalla, di una certa quantità di gas combusti all'interno dei cilindri (gas che vengono miscelati con l'aria fresca prelevata dal collettore di aspirazione). All'epoca, i motori Alfa Romeo erano dotati di una valvola

farfalla per ciascun cilindro. Far rientrare una certa percentuale di gas di scarico in un motore con quattro farfalle è complicato, poiché occorre disporre di una tubazione che porti i gas combusti ai singoli collettori di aspirazione: ciò creerebbe un bypass fra i collettori, con l'annullamento del blocco creato dalle farfalle. Pertanto, si rinunciò alla singola farfalla per cilindro, a favore di una iniezione meccanica con farfalla unica, che aveva però il difetto di ridurre la coppia ai bassi e medi regimi, per l'impossibilità di realizzare fasature spinte. L'adozione dell'unica valvola a farfalla aveva risolto il problema del rispetto delle norme USA, ma i motori avevano perso la prerogativa di avere buone prestazioni ai medi e bassi regimi (ritornando alla configurazione del carburatore unico centrale). Per ovviare al problema, iniziarono allora gli studi per la realizzazione di un dispositivo che mantenesse un basso incrocio, in corrispondenza del regime minimo e lo incrementasse ai regimi medio-alti.

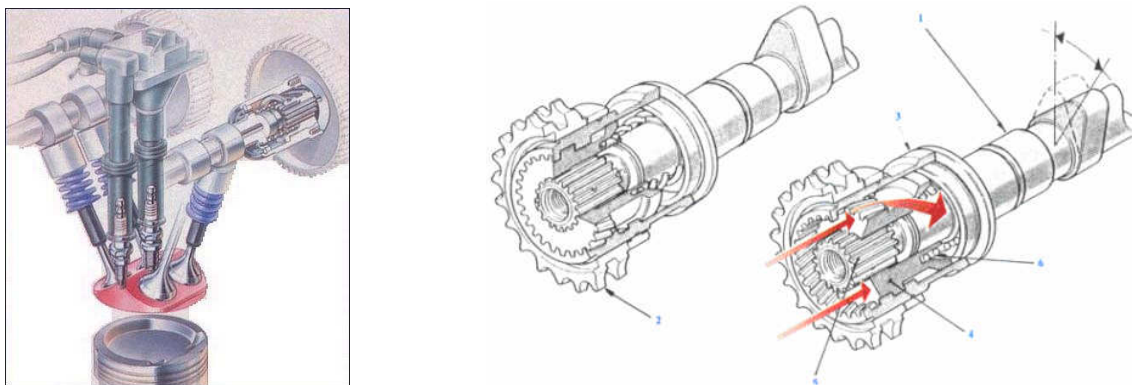


Fig.2: Primo variatore di fase, adottato sul motore del Model Year 1980 dello Spider per il mercato USA

Il variatore Alfa Romeo (mostrato in figura 2) si basa su un sistema meccanico, integrato nell'ingranaggio di pilotaggio dell'albero a camme.

Nell'ingranaggio comandato dalla catena (o dalla cinghia) di distribuzione, un ingranaggio scorrevole, dotato di una dentatura elicoidale esterna, ingrana con la dentatura elicoidale dell'ingranaggio pilotato dalla distribuzione. Nella parte interna, l'ingranaggio presenta un profilo millerighe, per consentire l'accoppiamento con l'albero a camme e lo scorrimento. Il profilo elicoidale della dentatura esterna di questo ingranaggio permette la rotazione dell'albero a camme. Per far sì che la variazione di fase sia ben controllata, una molla spinge l'ingranaggio e l'olio spinge dalla direzione

opposta. Quando l'olio ha una pressione bassa (ai bassi regimi), la molla fa in modo che l'ingranaggio resti nella sua posizione di riposo; quando la pressione dell'olio aumenta, la molla viene compressa e aumenta l'anticipo di apertura della valvola.

Nel 1983 fu realizzato il sistema di controllo elettronico, adoperante un motorino elettrico (invece che l'olio), consentendo una maggiore precisione nella variazione della fasatura.

Nel tempo, il sistema divenne elettro-idraulico, caratterizzato da un motorino elettrico che comprimeva l'olio, spingendo l'ingranaggio.

Questi sistemi non possono essere considerati delle soluzioni definitive anche se sono, a tutti gli effetti, i precursori dei “veri” sistemi di distribuzione a fasatura variabile: tuttora vengono utilizzati e sperimentati da diverse aziende.

II.3.2 Vanos BMW

VANOS è l'acronimo dell'espressione tedesca Variable Nockenwelle Steuerung, che significa “fasatura variabile dell'albero a camme”. Si tratta di un meccanismo di tipo idro-meccanico, che consente di variare l'inclinazione dell'albero a camme, rispetto alla posizione fissa dell'albero a gomiti, in funzione del numero di giri del motore e della posizione del pedale dell'acceleratore. Il sistema è mostrato in figura 3.

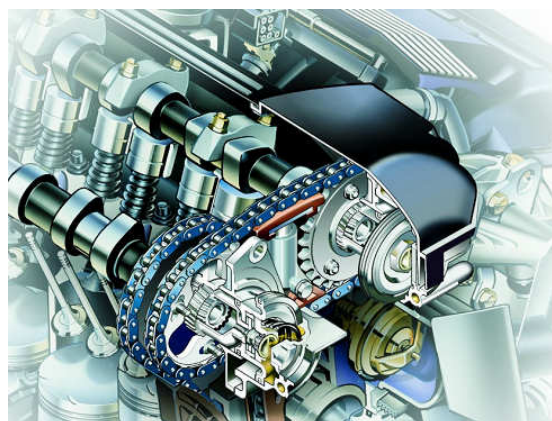


Fig.3: Schema del sistema Vanos

Esistono due configurazioni del sistema Vanos, denominate Singolo VANOS e Doppio VANOS.

Il singolo (indicato semplicemente come VANOS), è stato il primo sistema VANOS, regolarmente introdotto sulla normale produzione BMW. Ha esordito nel 1992, nei motori M50 da 2 e da 2.5 litri, montati su alcuni modelli della Serie 3 E36 e della Serie 5 E34. Il VANOS singolo agisce unicamente sull'albero a camme relativo all'aspirazione, mentre quello relativo allo scarico è fisso. Le fasi di funzionamento sono le seguenti:

- A bassi giri, la valvola di aspirazione viene ritardata nella sua apertura.
- Ad un range di giri intermedio (e fino a circa 5000 giri/min), la valvola di aspirazione subisce un deciso anticipo nell'apertura, in modo da consentire un miglior riempimento del cilindro e garantire la coppia richiesta, in modo da contenere i consumi.
- Superati i 5000 rpm, la valvola di aspirazione è nuovamente caratterizzata dalla precedente fasatura, e cioè con apertura ritardata, in modo da privilegiare la potenza, che raggiunge i massimi valori.

Nei motori BMW che utilizzano il Single Vanos (una sezione è mostrata in figura 4), la connessione dell'albero a gomiti con gli alberi a camme è realizzata tramite una catena ed una serie di ruote dentate.



Fig.4: Single Vanos

Nel 1995, BMW ha sviluppato un'evoluzione del sistema Vanos, denominato doppio VANOS, il quale agisce su entrambi gli alberi a camme: quello relativo all'aspirazione e quello lato scarico. Altra differenza fra i due sistemi è rappresentata dalla modalità di funzionamento: il Vanos semplice modifica l'inclinazione dell'albero a camme solo in corrispondenza di tre distinti regimi di giri; il doppio Vanos effettua una regolazione continua dell'inclinazione dei due alberi a camme (sempre a seconda del numero di giri e della posizione dell'acceleratore). In tal modo, il doppio Vanos garantisce una maggiore flessibilità nell'adattamento degli alberi a camme, a seconda del regime e del carico del motore. Un'altra importante caratteristica del doppio Vanos risiede nella possibilità di gestire il ricircolo dei gas di scarico. A tal proposito, le modalità di gestione prevedono: una riduzione del ricircolo, per il funzionamento al minimo regime; una massimizzazione del ricircolo ai medi regimi, in maniera da ottenere i massimi benefici in termini di riduzione dei consumi; quando è richiesta la massima potenza, un'ulteriore riduzione di EGR, per permettere al motore di ricevere tutto il comburente di cui necessita.

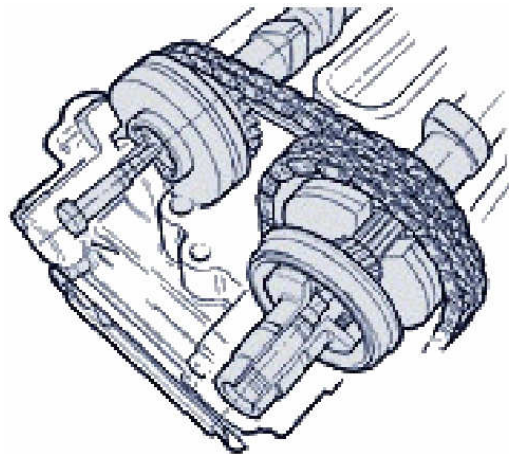


Fig.5: Double Vanos

Con il Double-Vanos (mostrato in figura 5), le pressioni dell'impianto idraulico sono notevolmente maggiori, per garantire la giusta tempestività di intervento del sistema.

II.4 VVA meccanici

I sistemi VVA meccanici sono generalmente caratterizzati da una notevole robustezza e da una capacità di funzionamento con ridotte perdite di carico. D'altro canto, sono spesso sistemi molto rigidi, con scarsa flessibilità.

Nel panorama motoristico odierno sono presenti innumerevoli esempi di sistemi di attuazione variabile, tra cui quelli proposti dalla Porsche e dalla Honda (caratterizzati dalla presenza di una seconda camma) ed il sistema Valvetronic proposto da BMW, (da considerarsi come solo variatore di alzata).

II.5 VVA con doppia camma

I sistemi VVA meccanici a doppia camma permettono alla valvola motore di seguire alternativamente il profilo di due camme diverse. In tal modo, si possono variare sia l'alzata che la durata, ma non in modo continuo. Per ottenere una maggiore flessibilità, questi dispositivi sono spesso accoppiati a dei variatori continui di fase.

Con i sistemi a doppia camma, si ottengono risultati interessanti, in termini di potenza ed elasticità del motore, ma non è possibile gestire processi di combustione innovativi (come l'HCCI) o cicli termodinamici ottimizzati (come il ciclo Miller - Atkinson), utili per la riduzione delle emissioni inquinanti e dei consumi.

II.5.1 VTEC Honda

La vera e propria distribuzione variabile fu possibile soltanto alla fine degli anni Ottanta, grazie all'impegno della Honda ed al VTEC, frutto di studi compiuti su motori da competizione. Lo schema del VTEC è illustrato nella figura 6.

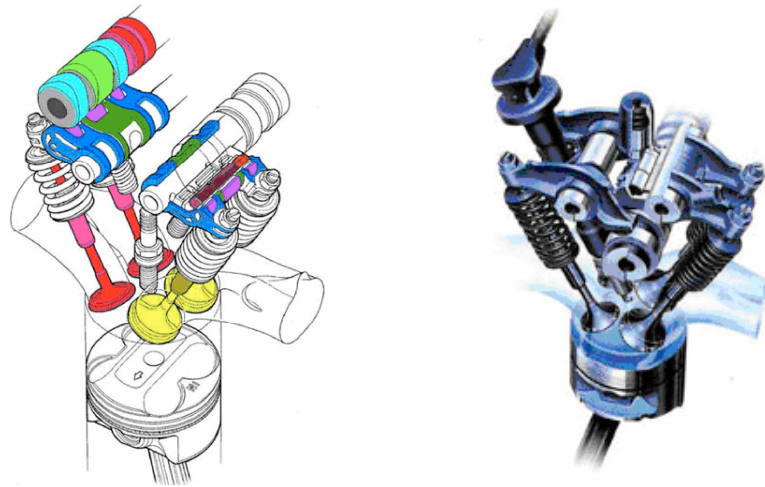


Fig.6: Schema d'insieme del VTEC

Dopo otto anni di studi, nel 1989, a bordo della Civic CRX, fu applicato il VTEC, un dispositivo in grado di variare i parametri fondamentali della distribuzione in modo efficace, affidabile e con costi non proibitivi. Questa vettura sbalordì per la sua potenza massima: 160 cavalli a 7600 giri/min, ottenuti da un propulsore di 1,6 litri di cilindrata, vale a dire una potenza specifica di 100 CV/litro.

Il VTEC, dall'architettura relativamente semplice, si è successivamente evoluto, creando una famiglia di sistemi di distribuzione variabile, che si differenziano per obiettivi, prestazioni, costi e destinazioni. Il primo VTEC si rivelò comunque costoso, per la sua complessità, in quanto agiva sia sulle valvole di aspirazione che su quelle di scarico. La Honda cercò una strada alternativa, per semplificare il dispositivo ed abbassare i costi di produzione. Al capostipite, il VTEC DOHC (doppio albero a camme in testa), con 4 valvole per cilindro, si affiancò il VTEC SOHC (monoalbero a camme in testa). La distribuzione rimase a 4 valvole per cilindro, ma il sistema era destinato a variare alzata e tempi di apertura delle sole valvole di aspirazione. Si dimezzarono i compiti del predecessore, mantenendo vantaggi notevoli, rispetto alle soluzioni plurivalvole della concorrenza.

La Honda ha utilizzato il dispositivo, anche finalizzandolo alla riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti, fattori non considerati in un primo momento. E' stato sviluppato il VTEC-E ("E" sta per Economy), che privilegia questi aspetti, escludendo a basso regime una delle 4 valvole, e sfruttando le turbolenze per funzionare con combustione magra.

Un'analisi del funzionamento (schematizzato nelle figure 7 e 8) può essere estesa al primo di questi dispositivi, il DOHC, destinato ai propulsori con doppio albero a camme in testa. Questo sistema di attuazione, con quattro valvole per cilindro, utilizza tre bilancieri (e quindi tre camme), per comandare ciascuna coppia di valvole. I due bilancieri esterni (e quindi le camme corrispondenti) guidano il movimento delle valvole fino ad un determinato regime di rotazione. Superato questo valore, un meccanismo rende solidale il terzo bilanciere, quello centrale, animato dalla camma con profilo più adatto al nuovo regime di giri. Il terzo bilanciere, pur intervenendo solo all'occorrenza, si muove sempre, fin dai bassi regimi, ma gira "a vuoto", poiché le valvole sono azionate dagli altri due. Il compito di bloccare i tre bilancieri è affidato a pistoncini comandati idraulicamente, mediante elettrovalvole. La centralina elettronica impartisce i comandi al dispositivo di bloccaggio, in base alle informazioni ricevute da opportuni sensori.

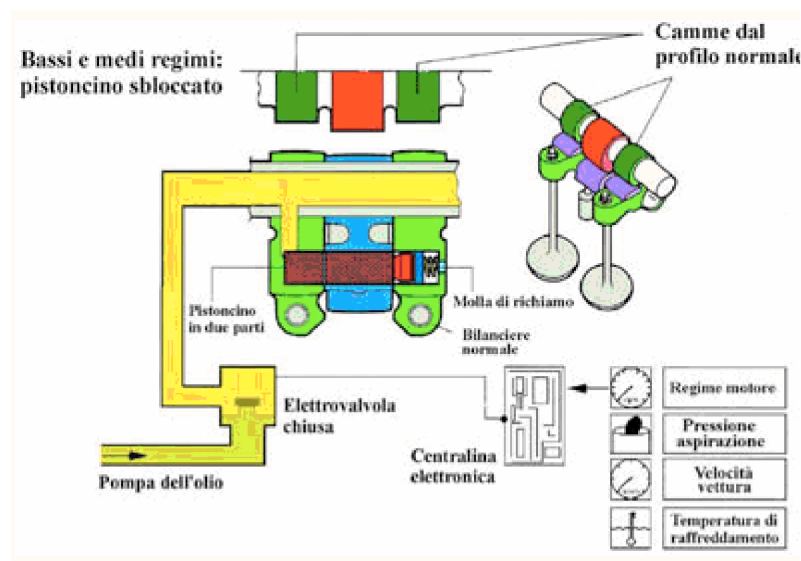


Fig.7: Schema di funzionamento del VTEC della Honda

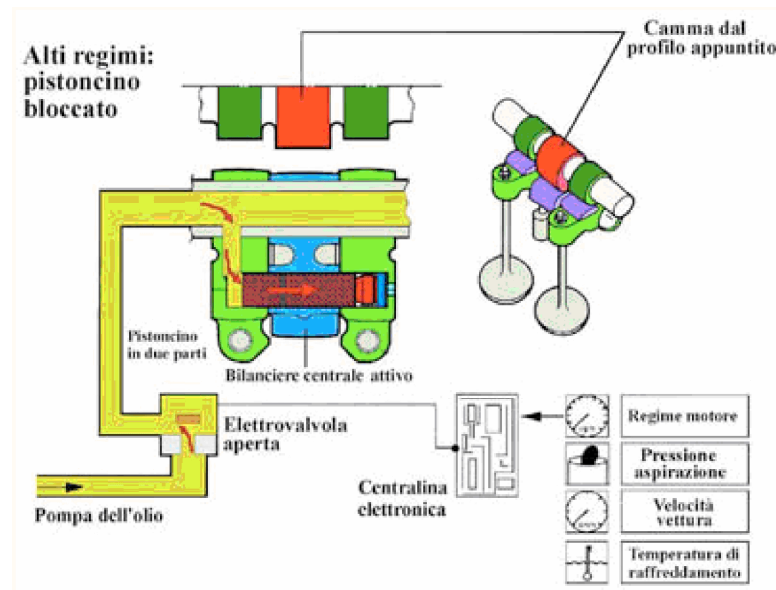


Fig.8: Schema di funzionamento del VTEC della Honda

I bilancieri del sistema VTEC sono dotati di una sede cilindrica, attraverso la quale possono scorrere i perni di bloccaggio, quando la pressione dell'olio aumenta, per l'apertura dell'elettrovalvola. In corrispondenza dell'ultimo pistoncino, una molla provvede, una volta cessata la spinta dell'olio, a riportare tutto in posizione di riposo. Lo sblocco dei bilancieri avviene quando il regime di rotazione scende al di sotto di un valore prefissato.

Il sistema VTEC-E, finalizzato alla riduzione di consumi ed emissioni, è un dispositivo simile al DOHC, che lascia a "riposo" una delle 4 valvole, fino a 2500 giri/minuto. Ai regimi di rotazione medio-alti, la distribuzione è a 4 valvole, mentre a quelli bassi è a 3 valvole per cilindro (una di aspirazione e due di scarico). Il successo di questa soluzione non risiede tanto nella possibilità di variare il numero delle valvole, ma nella particolare geometria del sistema, che permette al propulsore di funzionare con miscela magra ai bassi regimi di rotazione. Sfruttando le turbolenze e la stratificazione della carica nella fase finale di compressione, si ottiene la riduzione dei consumi sperata, mantenendo la potenza massima erogata dal propulsore.

II.5.2 Variocam Porsche

Come il VTEC della Honda, anche il Variocam della Porsche è un dispositivo a doppia camma, che consente di ottenere risultati interessanti, in termini di potenza ed elasticità del motore.

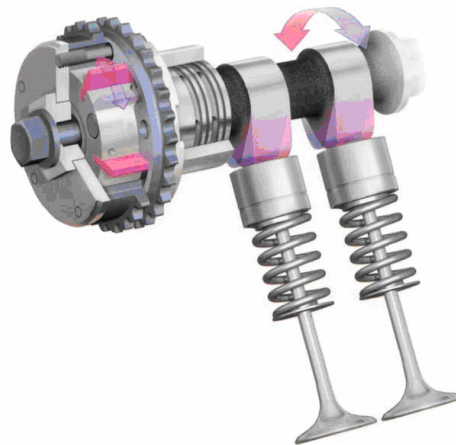


Fig.9: Variocam Plus della Porsche

Il dispositivo (mostrato in figura 9) è costituito da due alberi concentrici, ognuno associato ad un profilo di camma differente, in modo da realizzare un'alzata diversa, a seconda dell'albero "tirante". I suddetti alberi possono scorrere l'uno nell'altro, azionati da una valvola elettroidraulica.

Il sistema può operare con due alzate differenti: una minore, ai carichi parziali, che consente di ottimizzare il comfort, ridurre i consumi e le emissioni inquinanti; ed un'alzata maggiore, ai carichi elevati, quando vi sono maggiori richieste di potenza e coppia. L'una o l'altra alzata vengono selezionate mediante una valvola elettroidraulica, che consente il passaggio di olio in pressione, agente su un pistoncino.

Il Variocam è un dispositivo per il quale è previsto un funzionamento di tipo a step, quindi non continuo. Per superare questo limite, è stato previsto un accoppiamento con un variatore di fase di tipo idraulico, che agisce, tramite una ruota dentata, sull'albero a camme (determinando un ritardo o un anticipo di circa 30° dell'angolo di manovella).

Uno dei limiti del Variocam consiste nell'impossibilità di gestione dei processi di combustione innovativi (come ad esempio l'HCCI) o di cicli termodinamici ottimizzati (come il ciclo Miller - Atkinson), i cui benefici sono evidenti nell'ambito della riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti.

II.5.3 Valvetronic BMW

Il sistema di distribuzione Valvetronic (mostrato in figura 10) consente una variazione dell'alzata delle valvole di aspirazione, utilizzando una combinazione di hardware e software, tale da permettere l'eliminazione della convenzionale valvola a farfalla, per la gestione della potenza. Esso consente, grazie ad un leveraggio a fulcro mobile, di scalare la legge di alzata, ma non di variare la fase.

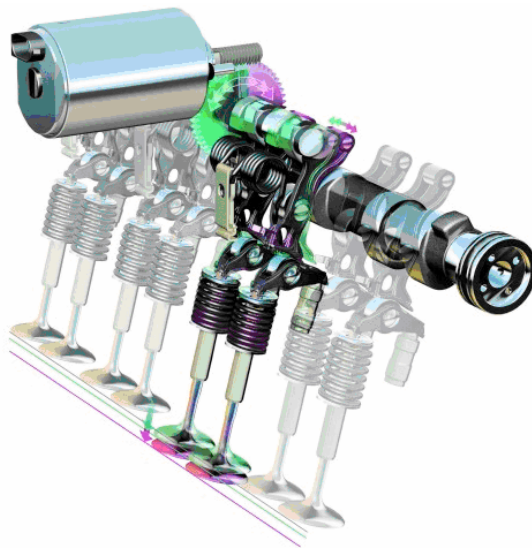


Fig.10.: Valvetronic

La sua prima comparsa si è avuta in un motore quattro cilindri da 1800 cm³, utilizzato per l'alimentazione della E45 316ti Compact (prodotta dalla BMW); successivamente è stato applicato alla maggior parte degli otto e dodici cilindri della casa tedesca.

Per l'attuazione delle valvole, si utilizza un tradizionale albero a camme: rispetto ai motori di tipo twin-cam, il Valvetronic impiega un albero eccentrico supplementare,

un motore elettrico ed alcuni bilancieri intermedi, che consentono di ottenere una variazione della legge di apertura delle valvole. A seconda delle condizioni di funzionamento del motore, si ha un ri-posizionamento dell'eccentrico supplementare, che permette di adattare la legge di distribuzione alle nuove condizioni di esercizio. L'azionamento dell'albero (ovvero la sua rotazione) è eseguito dal motore elettrico; quest'ultimo modifica la fase della camma eccentrica, in modo che l'albero azionatore spinga più o meno la leva oscillante che, a sua volta, agisce sulla valvola di aspirazione del motore. L'alzata della valvola viene variata, a seconda del carico e del regime di funzionamento del motore.

Il Valvetronic è in grado di sostituire il dinamismo della valvola a farfalla, ricorrendo ad un'attuazione delle valvole di aspirazione adeguabile a tutte le condizioni di funzionamento. In tal modo, è possibile minimizzare le perdite di pompaggio, grazie all'eliminazione della suddetta valvola, offrendo la possibilità di ridurre l'alzata della valvola di aspirazione e conseguentemente la portata di aria entrante nel cilindro. Grazie alla riduzione delle perdite di carico, si ha un miglioramento del rendimento del motore: questo permette una riduzione dei consumi di circa il 10% (per ottenere tali risultati, è necessario associare a questo sistema anche un variatore di fase).

Le limitazioni più evidenti del Valvetronic sono dovute all'incapacità di rendere indipendenti durata ed alzata; oltre all'impossibilità di variare l'angolo di inizio/fine alzata, in assenza di un variatore di fase ausiliario. Per questo motivo, il dispositivo viene spesso accoppiato al variatore di fase Vanos. Utilizzando il Valvetronic insieme alla tecnologia Double-Vanos, è possibile realizzare una variazione della fasatura, fino a 60° dell'angolo di manovella; mentre il solo sistema Valvetronic permette di variare l'alzata della valvola motore tra 0 e 9.7 mm.

II.6 VVA elettromagnetici

Le attuali conoscenze in campo elettromagnetico hanno indotto alla ricerca ed alla sperimentazione di nuovi possibili sistemi di comando valvole, più flessibili dei sistemi meccanici descritti.

I sistemi VVA elettromeccanici della tecnica nota (schematizzati in figura 11) sono costituiti, essenzialmente, da due elettromagneti fissati alla testata, tra i quali è posizionata, solidale alla valvola motore, un'ancora di materiale ferromagnetico, sostenuta da due molle uguali disposte in parallelo. La somma delle distanze dei due elettromagneti dall'ancora costituisce la sua corsa, e quindi il massimo valore dell'alzata della valvola.

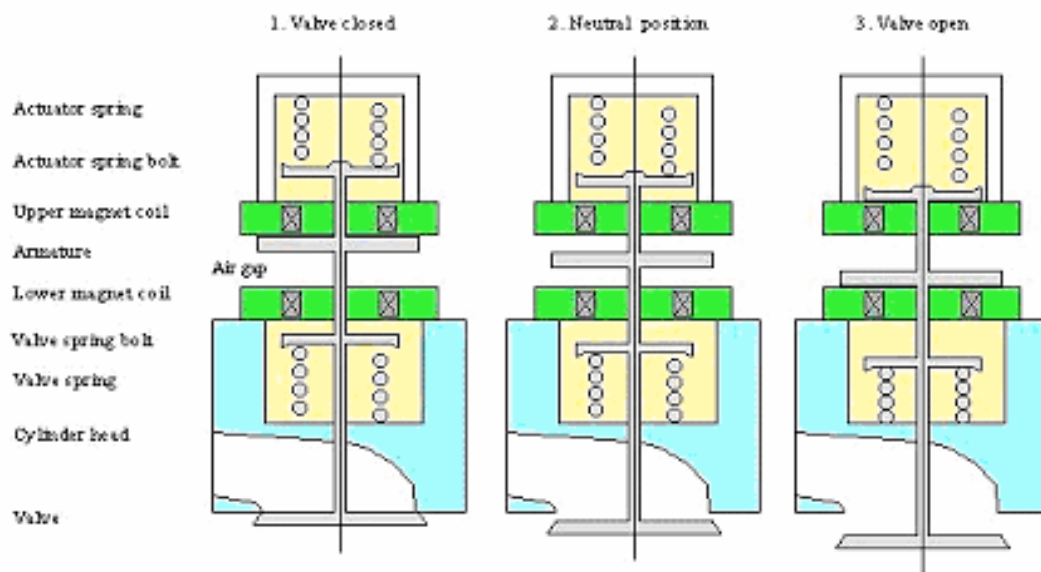


Fig.11: Schema di funzionamento di un VVA elettromagnetico

Il funzionamento si basa sul principio dell'oscillazione libera di un sistema massa-molla, in cui la massa oscilla intorno ad un punto di equilibrio (neutral position), posizionato a metà corsa, con legge sinusoidale, tra i due magneti. La legge sinusoidale è mostrata in figura 12.

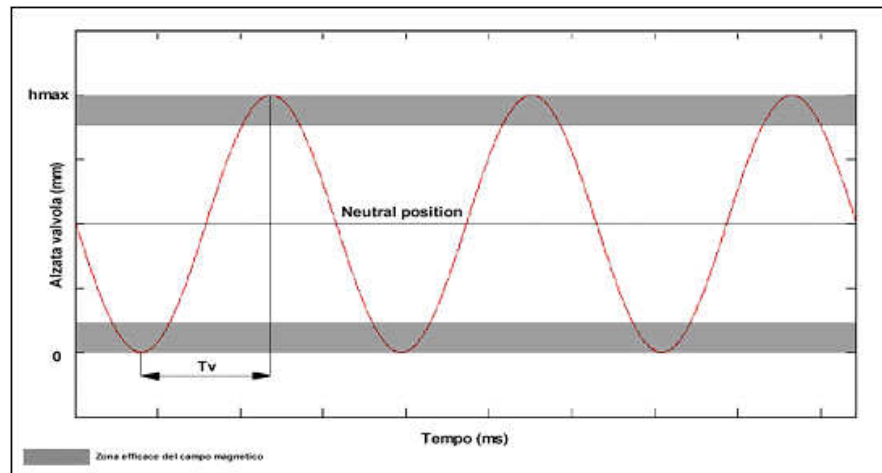


Fig. 12: Legge sinusoidale di oscillazione del sistema massa-molla

Si definisce un tempo di volo T_v , necessario al passaggio dell'ancora da un elettromagnete all'altro, caratteristico del sistema massa-molla e dato da:

$$T_v = \pi \sqrt{\frac{m}{k}}$$

Quando l'ancora raggiunge i punti di massimo o di minimo dell'oscillazione, entra nel campo di azione (zona efficace) dei magneti, i quali possono catturarla e trattenerla per il tempo desiderato ($T_{\text{mantenimento}}$): in tal modo si ottengono l'apertura e la chiusura della valvola. La legge di comando valvola (mostrata in figura 13) è caratterizzata dalle seguenti fasi:

- Una rampa di apertura, di durata corrispondente al tempo di volo T_v , per andare dal magnete superiore a quello inferiore.
- Una fase di mantenimento, corrispondente al tempo in cui il magnete inferiore trattiene l'ancora.
- Una rampa di chiusura, anch'essa di durata T_v , per andare dal magnete inferiore a quello superiore.
- Una fase di chiusura, corrispondente al tempo in cui il magnete superiore trattiene l'ancora.

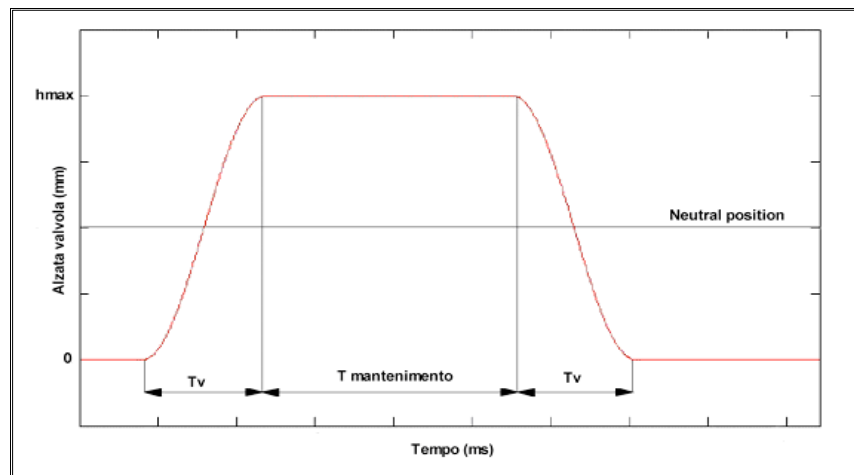


Fig. 13: Legge di comando valvola

Variando i tempi di cattura dei due magneti, è possibile ottenere una variazione della fase e dei tempi di apertura e chiusura della valvola. Esistono notevoli limiti nella variazione di tali tempi: uno dei principali consiste nella impossibilità di scendere al di sotto di un tempo minimo di apertura, pari a $2T_v$, pur riducendo al minimo la fase di “holding” (fase in cui la valvola viene trattenuta in condizioni di massima apertura).

I fattori critici da prendere in considerazione nell’applicazione di tale tecnologia, per la realizzazione di un sistema VVA, sono:

1. Il first catching
2. Il soft landing
3. L’impatto valvola-pistone

II.6.1 First catching

Il “first catching” consiste nella “prima cattura” dell’ancora, al momento dell’avviamento del motore.

I sistemi elettromeccanici, a magneti diseccitati, presentano una posizione di equilibrio, intermedia fra i due fine-corsa. In fase di avviamento, occorre portare l’ancoretta magnetica, nella zona di efficacia del campo magnetico delle due bobine, affinché esse possa essere trattenuta in posizione di chiusura. Al problema di first

catching dell'equipaggio mobile si può porre rimedio in due diversi modi, di seguito descritti.

- Prima soluzione - L'ancora viene portata al magnete superiore, con una manovra quasi-statica, realizzata per mezzo di un'iniezione di corrente, opportunamente profilata, che può raggiungere picchi anche molto elevati. Si realizza così un'estensione della zona di efficacia del campo magnetico, fino alla posizione di equilibrio. Tale soluzione richiede potenze di attuazione molto elevate, con la conseguente produzione di calore, che potrebbe procurare danni al sistema, se non opportunamente smaltito.
- Seconda soluzione - Gli elettromagneti sono eccitati alternativamente, con una frequenza pari a quella di risonanza meccanica del sistema: in tal modo, si ha un'oscillazione di ampiezza tale che l'ancora possa raggiungere, in quattro o cinque cicli, la zona di efficacia del magnete superiore ed essere catturata da quest'ultimo. In questa condizione, la valvola è in posizione di chiusura ed il sistema è pronto a far funzionare il motore.

II.6.2 Soft landing

Il funzionamento dell'attuatore elettromeccanico prevede che, nelle fasi di apertura e chiusura valvola, alcune parti dell'equipaggio mobile, quali ancora e valvola, impattino, rispettivamente contro il magnete inferiore e la sede. Tali manovre, se non opportunamente controllate, si possono tradurre anche in veri e propri urti che, oltre a produrre un'inaccettabile rumorosità, riducono il tempo di vita media dello stesso attuatore. Uno degli obiettivi del controllo è realizzare un "atterraggio morbido" (soft-landing) dell'ancora e della valvola. Un'accettabile velocità di impatto dovrebbe essere minore di 0.1 m/s, sebbene con una camma meccanica si realizzino velocità minori di 0.05 m/s.

Facendo riferimento alla fase di chiusura, un modo per risolvere il problema sarebbe quello di iniettare, con un certo anticipo rispetto alla fine della corsa, un impulso di corrente nella bobina superiore. Il livello di corrente dovrebbe essere tarato,

in modo tale che la valvola si avvicini alla sua sede con la minore velocità possibile, al limite nulla. Questa azione di controllo a ciclo aperto è destinata a fallire, in quanto il sistema attuatore presenta un carattere di instabilità: il moto della valvola è sensibile alle perturbazioni e soffre di scarsa ripetibilità. Inoltre, in condizioni di funzionamento reali, le forze di pressione agenti sulla valvola renderebbero ancora meno robusta quest'azione di controllo.

II.6.3 Impatto valvola-pistone

I sistemi elettromeccanici, per la loro stessa concezione, presentano la posizione di equilibrio oscillante a metà della corsa. Ciò comporta che, in caso di avaria del sistema elettrico, le valvole si posizionino spontaneamente a metà corsa (neutral position). In tal caso, si verifica una parziale apertura della valvola: pertanto, una eventuale avaria dell'impianto magnetico può comportare l'impatto della valvola motore con il pistone. E' necessario equipaggiare il sistema con un sensore, che rilevi la posizione della parte mobile, durante tutta la corsa, in modo da intervenire con manovre di controllo di emergenza, qualora si abbia un'avaria dell'impianto elettrico.

Il sistema si basa su un delicato equilibrio di trasformazioni energetiche: energia elastica che si trasforma in energia cinetica e viceversa (gli elettromagneti intervengono solo a ripristinare le perdite del sistema). Se per una causa accidentale, l'equipaggio mobile dovesse incontrare nel suo moto una resistenza non prevista, l'ancora potrebbe fallire l'aggancio con uno dei magneti e mettersi ad oscillare in evoluzione libera, provocando l'impatto della valvola con il pistone. Ciò costituisce un motivo in più per equipaggiare il sistema con un sensore di posizione, in modo da intervenire con manovre di emergenza, qualora fallisca l'aggancio dell'ancora mobile.

II.6.4 Vantaggi dei VVA elettromagnetici

I VVA elettromagnetici, essendo sistemi camless, consentono una gestione flessibile delle valvole motore, presentano potenzialità, quali:

- Possibilità di variare in modo indipendente la durata e la fasatura della legge di distribuzione
- Possibilità di realizzare l'esclusione ciclica delle valvole

A queste potenzialità, si aggiunge il vantaggio di:

- Basso consumo energetico

L'efficienza energetica di tali sistemi deriva dal fatto che l'energia che bisogna fornire all'impianto serve a ripristinare le perdite di tipo elettromagnetico, le perdite per attrito dell'equipaggio mobile e le perdite aerodinamiche dovute al moto della valvola.

La figura 14 mostra un esempio del tipo di regolazione che è possibile realizzare con sistemi di tale genere.

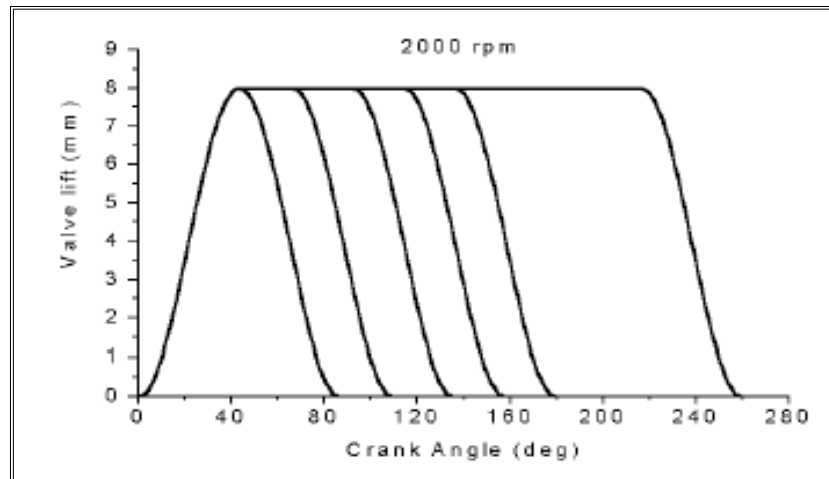


Fig. 14: Regolazione di un VVA elettromagnetico

II.6.5 Limiti dei VVA elettromagnetici

Oltre ai problemi citati (first catching, soft landing, impatto valvola-pistone), uno dei principali limiti di questo sistema è relativo alla “durata minima temporale” dell'alzata valvola. Pur azzerando il tempo della fase di holding, non si può scendere al di sotto di un tempo minimo di apertura, pari a $2T_v$ (corrispondente alla somma del tempo necessario per completare le rampe di apertura e chiusura). Rinferendosi ad angoli di manovella, si osserva che, al crescere del numero di giri, aumenta la durata

angolare minima della legge di alzata. Infatti, la durata angolare ϑ [deg], corrispondente ad un tempo di apertura τ [s] e ad una velocità di rotazione rpm [giri/min], è data da:

$$\vartheta = 6 \cdot rpm \cdot \tau$$

Se il tempo di apertura minimo che il sistema riesce ad attuare è dato da $2T_v$, dalla formula precedente, risulta che la durata minima dell'apertura aumenta linearmente, al crescere della velocità del motore; essa è data da:

$$\vartheta_{\min} [\text{deg}] = 6 * rpm * (2T_v)$$

A regimi elevati, non è possibile regolare l'area di efflusso, al di sotto di un certo limite, imposto dalla dinamica del sistema: potrebbe accadere che la durata dell'alzata minima realizzabile sia maggiore dell'intero ciclo motore. Qualora si voglia regolare il motore a bassi carichi, riducendo la durata dell'apertura delle valvole di aspirazione, si incontra, all'aumentare della velocità di rotazione, un regime limite, per il quale la durata angolare richiesta risulta pari a quella minima realizzabile dal sistema. Oltre questa velocità critica, è necessario accoppiare al VVA un corpo farfallato che intervenga nella regolazione dei carichi.

Oltre a questi limiti, i sistemi sviluppati finora non prevedono una regolazione dell'alzata valvola e, di conseguenza, non permettono una regolazione fine dei livelli di turbolenza in camera di combustione.

II.7 VVA elettroidraulici

Il forte progresso tecnologico dell'elettronica, elemento fondamentale nella gestione di un sistema di attuazione valvole elettroidraulico, ha influito sullo sviluppo di tale tecnologia.

In un sistema di controllo valvole di tipo elettroidraulico, i fattori responsabili della riuscita del controllo sono proprio la precisione, la rapidità di intervento e l'affidabilità della gestione elettronica.

Nell'accezione del termine elettroidraulico sono inclusi un insieme di sistemi, per i quali è obbligatoria una più dettagliata classificazione, in base alla tipologia costruttiva adottata:

- Sistemi “lost motion”
- Sistemi camless con molla
- Sistemi camless desmoidraulici.

II.7.1 VVA elettroidraulici lost motion

I sistemi “lost motion” presentano un albero a camme, mediante il quale mettono in pressione olio in una camera di lavoro, in cui si affaccia un pistoncino che, sotto l'azione della forza di pressione, preme sulla valvola motore. In tal modo, il moto della camma viene trasmesso integralmente, mediante un mezzo idraulico, alla valvola motore. Per effettuare alzate e/o durate parziali, viene fatto rifluire olio, dalla camera di lavoro, in modo che il moto della camma non venga totalmente trasmesso alla valvola (da ciò la denominazione “lost motion”). La flessibilità del sistema è tuttavia limitata a leggi di alzata aventi forma ben definita, che non consentono tutte le più moderne strategie di controllo motore. Non sono possibili, con tale sistema, leggi di apertura delle valvole aventi piccole alzate e lunghe durate angolari, utili per conferire la sufficiente turbolenza in camera di combustione, ai bassi carichi (ed ottenere i vantaggi di cui si è precedentemente trattato).

II.7.1.1 UNIAIR FIAT

In vista della necessità di ridurre le emissioni di CO₂, gli sforzi sui motori a benzina sono incentrati sulla riduzione dei consumi. Uno degli obiettivi principali riguarda la riduzione delle perdite di pompaggio, ai bassi carichi di lavoro. Si è detto che una delle possibili strategie è la gestione del carico motore senza valvola a farfalla, attraverso un sistema di controllo variabile delle valvole. E' questa strategia quella che

il Centro Ricerche FIAT (CRF) ha individuato come soluzione ottimale (senza trascurare anche altri benefici marginali).

Il sistema UNIAIR (Universal Air Control), sviluppato dal CRF, è caratterizzato da uno schema idraulico di base, del tipo “lost motion”, mostrato in figura 15. Il principio di funzionamento è di seguito descritto: la punteria e la valvola del motore sono collegate attraverso una camera ad olio, la cui pressione è controllata da una valvola a solenoide; quest’ultima è comandata elettronicamente mediante un’unità di controllo, che processa i comandi impartiti al pedale dell’acceleratore da parte del pilota.

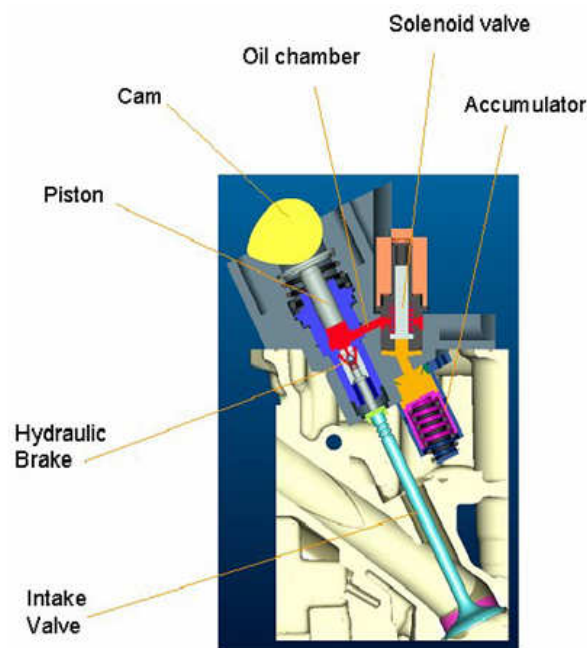


Fig. 15: Uniair della Fiat

Mantenendo chiusa l’elettrovalvola, durante la rotazione della camma, la valvola motore ne segue fedelmente il profilo, comportandosi come un sistema di distribuzione tradizionale (full-lift).

Nelle condizioni di aspirazione, con valvola motore aperta, una eventuale energizzazione controllata dell’elettrovalvola permette il deflusso di olio in una camera di bassa pressione: conseguentemente, il volume di olio si riduce e la valvola motore si chiude con anticipo (Early Intake Valve Closing), per effetto della molla. Il movimento

della valvola di alimentazione è disgiunto da quello della punteria e, sotto l'azione della molla, la valvola si chiude prima, rispetto alla modalità "full lift".

Durante il successivo riempimento della camera ad alta pressione, l'olio fluisce attraverso la valvola a solenoide, mantenuta aperta anche grazie alla presenza di un accumulatore di pressione a molla precaricato.

Attivando l'elettrovalvola in anticipo rispetto all'azionamento della punteria, da parte della camma, si ha invece una apertura ritardata (Late Intake Valve Opening), con conseguente alzata ridotta.

Il potenziale di questo sistema è tale da consentire un controllo del motore, senza l'utilizzo della valvola a farfalla.

Di importanza rilevante è la possibilità di gestire le valvole in maniera puntuale, valvola per valvola, cilindro per cilindro, ciclo per ciclo, in maniera da poter modulare il flusso e i livelli di turbolenza, all'interno dei singoli cilindri. Una tale gestione offre l'opportunità di controllare la velocità di combustione, garantendo una notevole riduzione delle emissioni.

In figura 16 si mostra come il sistema UNIAIR riesca ad ottenere differenti profili di alzate, in base all'intensità, alla durata ed alla fase degli impulsi di corrente, che comandano la valvola a solenoide, attraverso la quale rifluisce parte dell'olio.

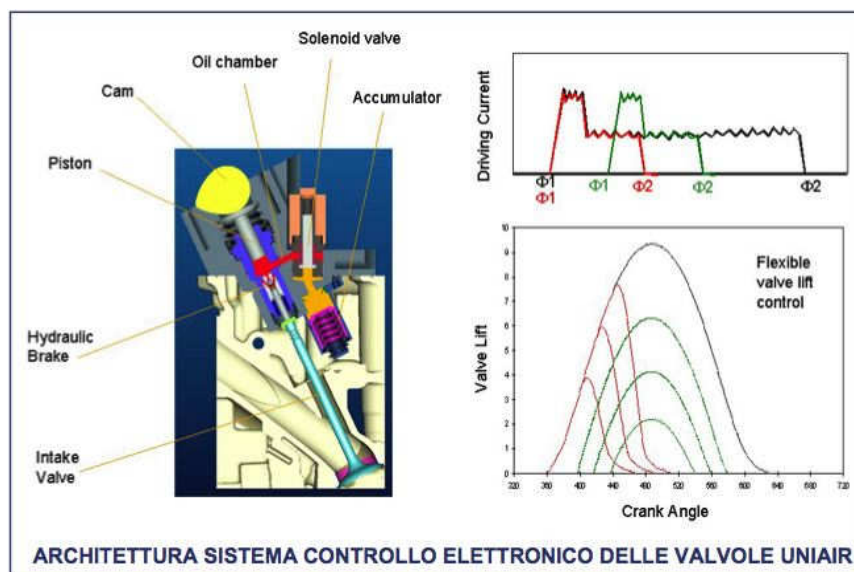


Fig. 16: Potenzialità dell'Uniair

Un limite di tale sistema è rappresentato dal fatto che le leggi di alzata realizzabili sono pur sempre contenute all'interno della legge della camma.

D'altra parte, il mantenimento del tradizionale albero a camme comporta una serie di vantaggi (rispetto ai sistemi camless di seguito descritti), sintetizzabili in:

- Semplicità costruttiva
- Robustezza
- Costi contenuti
- Eliminazione del rischio di interferenza valvola-pistone.

II.7.2 VVA elettroidraulici camless

I sistemi camless sono privi dell'albero a camme, in questo caso sostituito da una camera di lavoro all'interno della quale scorre, senza attriti, un pistoncino solidale alla valvola motore. Due sorgenti di alta e bassa pressione, opportunamente collegate alla camera (o alle camere) di lavoro, permettono la movimentazione del pistone e, di conseguenza, della valvola motore.

II.7.2.1 VVA camless con molla

Tali sistemi (il cui schema è mostrato in figura 17) prevedono un volume di lavoro, in comunicazione con una sorgente di alta pressione e una di bassa pressione, mediante due valvole comandate che, a seconda delle necessità, abilitano l'una o l'altra sorgente. Un pistoncino attuatore si affaccia da un lato in tale volume, dall'altro agisce sulla valvola del motore. Abilitando l'alta pressione, il volume di controllo va in pressione e il pistone attuatore viene spinto sulla valvola motore, che si apre. La chiusura viene realizzata disabilitando l'alta pressione e mettendo in comunicazione la camera di lavoro con la sorgente di bassa. In tal modo, la valvola, sotto l'azione della normale molla elicoidale, può ritornare sulla propria sede.

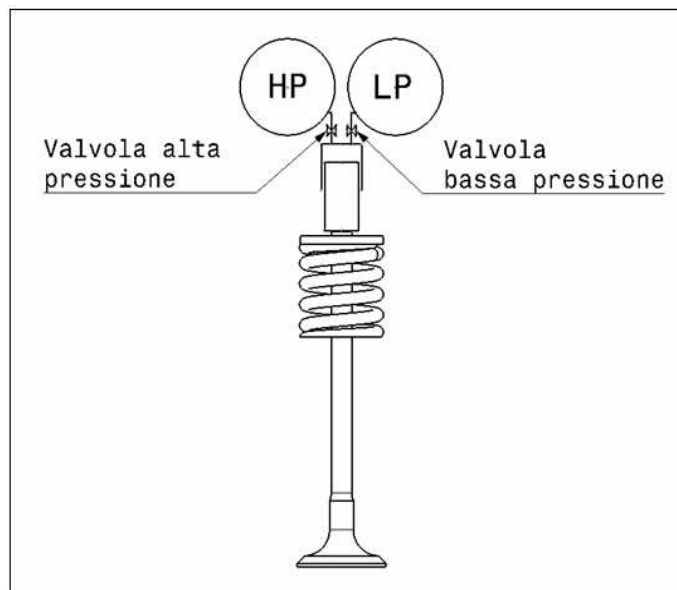


Fig. 17: Schema di un VVA camless con molla

A tale categoria appartengono diverse tipologie di sistemi, ciascuno avente una propria peculiarità, generalmente costituita dal tipo di elettrovalvole, che abilitano l'alta e la bassa pressione.

Una pompa permette la pressurizzazione dell'olio, da cui dipende la velocità di attuazione delle valvole motore. Un accumulatore a gas provvede ad accumulare parte del liquido di lavoro, in maniera da attenuare le oscillazioni, eventualmente presenti nel circuito. Spesso si verificano cadute di pressione, nel circuito di alta pressione, quando da quest'ultimo è prelevato del fluido. Non tutti i sistemi presentano soluzioni per lo smorzamento di tali oscillazioni, né tanto meno per il recupero dell'energia che viene normalmente dissipata con la conseguente produzione di calore che deve essere opportunamente smaltito.

II.7.2.2 VVA camless desmoidraulici

Facendo riferimento allo schema di figura 18, si osserva che alla valvola motore è solidale un pistone a doppio effetto, che scorre in un cilindro. Ciascuna delle due facce del pistone individua, nel cilindro, una camera di lavoro: una nella parte inferiore e una nella parte superiore del volume. Una valvola di controllo a più vie consente di mettere in comunicazione le camere suddette, alternativamente con una sorgente di alta

pressione, oppure con una di bassa pressione. Rispetto al sistema camless con molla, il VVA desmoidraulico non presenta la molla elicoidale: sia l'apertura che la chiusura della valvola motore sono effettuate utilizzando fluido in pressione.

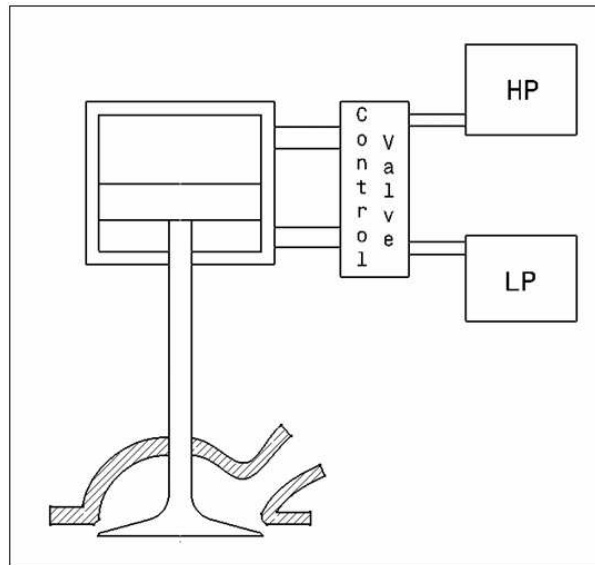


Fig. 18: Schema di un VVA camless desmoidraulico

Mettendo in comunicazione la camera di lavoro inferiore con la sorgente di alta pressione (HP) e la camera superiore con quella di bassa (LP), la valvola si chiude. Tenendo chiuse entrambe le vie verso le due sorgenti di pressione, la valvola motore può essere tenuta chiusa per la durata desiderata. Per aprire la valvola motore, occorre mettere in comunicazione la sorgente HP con la camera di lavoro superiore e la sorgente LP con la camera inferiore.

Il limite principale di tale tipologia di sistemi è l'assenza di un organo che, in caso di avaria, riporti la valvola sulla propria sede, evitando l'impatto con il pistone (sicurezza garantita dalla molla, nei sistemi di tipo camless con molla).

Attualmente, questi sistemi sono ancora in uno stato embrionale, vista la notevole complessità costruttiva e di controllo.

II.7.3 Limiti dei sistemi VVA elettroidraulici esistenti

I sistemi elettroidraulici presentano diversi limiti nel loro funzionamento, peculiari della particolare realizzazione del dispositivo.

Una carenza comune a tutte le tipologie è l'assenza di soluzioni che garantiscano un elevato grado di sicurezza al sistema. In caso di avaria del sistema elettrico o del dispositivo di controllo, allo stato attuale, non sono previste soluzioni, che consentano la chiusura immediata delle valvole: si possono verificare urti tra pistone e valvola, con conseguenti danni al motore.

Non tutti i sistemi presentano soluzioni per lo smorzamento delle oscillazioni di pressione nella camera di lavoro degli attuatori idraulici, né per il recupero di tale energia, che viene normalmente dissipata, con la conseguente produzione di calore, che deve essere opportunamente smaltito.

Altro limite è rappresentato dall'assenza di strategie di controllo dell'alzata valvola, semplici ed efficaci.

La maggior parte dei sistemi attuali presenta notevoli limiti sul regime massimo di funzionamento, dovuti alla dinamica delle valvole di comando, che hanno limiti superiori di funzionamento, oltre i quali non riescono ad agire in tempi paragonabili a quelli del ciclo motore. Tale problema è molto sentito, soprattutto a velocità superiori ai 6000 giri/min.

Tra i VVA elettroidraulici, i sistemi camless, inoltre, presentano ulteriori limiti nella gestione delle corse di apertura e chiusura.

Il comando valvola presenta l'inconveniente di una velocità eccessiva in fase di "landing", con conseguente riduzione dell'affidabilità, dovuta ad eventuali rotture o all'inevitabile precoce deterioramento della valvola e della sua sede. Uno dei principali pregi dei sistemi meccanici risiede nella presenza combinata di albero a camme e molla elicoidale: il profilo della camma è studiato, in modo da permettere alla valvola di raggiungere i due "punti morti" con velocità nulla, mentre la molla garantisce il contatto tra camma e valvola in tutte le condizioni di funzionamento.

II.7.4 Gestione delle corse di apertura e chiusura³

In figura 19 sono rappresentate le leggi di alzata valvola imposte da un sistema tradizionale.

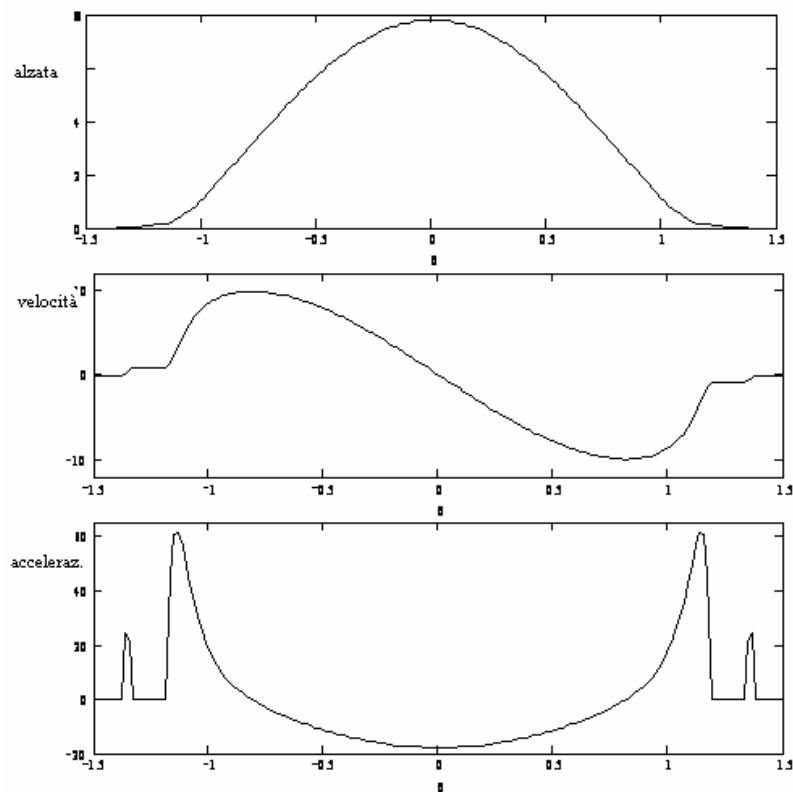


Fig. 19: Legge di alzata di una camma tradizionale
(in termini di spostamento, velocità e accelerazione), in funzione del tempo

La valvola si apre, partendo con una certa accelerazione dalla sua posizione di chiusura. Successivamente, la velocità inizia a crescere e raggiunge un valore di massimo, con accelerazione nulla. A partire da tale punto, la valvola deve essere frenata (tratto in cui l'accelerazione è negativa), finché raggiunge il valore di massima alzata, con velocità nulla e decelerazione massima. La fase di chiusura avviene con le stesse

³ Si ritiene opportuno dedicare questo paragrafo alla descrizione della gestione delle corse di apertura e chiusura della valvola motore (ad opera dei sistemi elettroidraulici camless), anche finalizzata al confronto con il sistema innovativo trattato nel quarto capitolo.

modalità. Il pregio del comando valvola mediante alberi a camme è quello di “accompagnare”, con velocità nulla, la valvola sulla propria sede, evitando impatti violenti, rumorosità e deterioramento degli organi a contatto. La valvola viene prima accelerata dalla camma, e poi frenata dalla molla elicoidale, che la mantiene a contatto con la camma stessa, in modo da raggiungere il suo fine-corsa con velocità nulla. Nella successiva fase di chiusura, la molla tende ad accelerare e la camma a decelerare la valvola, che si chiude senza impatti.

Nei sistemi VVA elettroidraulici camless, non c'è un vincolo meccanico (la camma), che imponga alla valvola una ben definita legge di moto e le consenta di aprirsi e chiudersi senza impatti. Nella legge di alzata di un sistema di questo tipo (mostrata in figura 20), si possono individuare cinque fasi fondamentali:

1. Prima parte della corsa di apertura, con accelerazione della valvola
2. Seconda parte della corsa di apertura, con decelerazione della valvola
3. Fase di holding
4. Prima fase della corsa di chiusura con accelerazione della valvola
5. Seconda fase della corsa di chiusura con decelerazione della valvola.

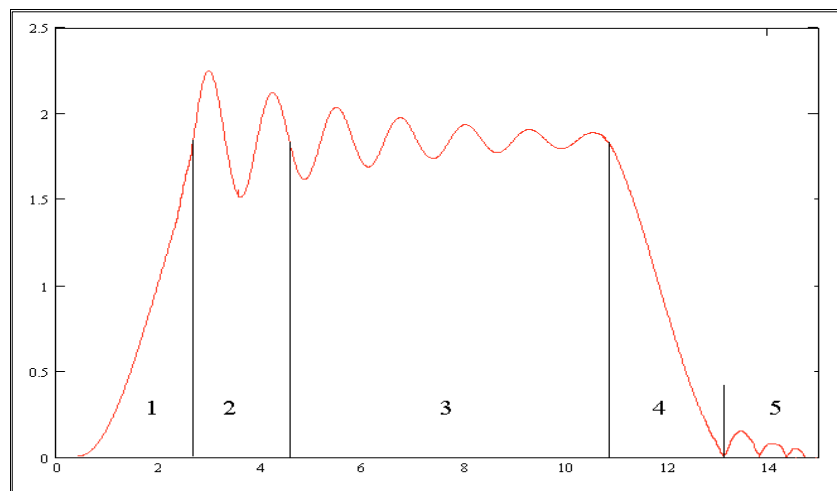


Fig. 20: Fasi fondamentali della legge di alzata di un VVA elettroidraulico camless

II.7.4.1 Fase di apertura: tratto in accelerazione della valvola

Lo stato iniziale è a valvola motore chiusa. In tale condizione, la valvola di alta pressione HP risulta chiusa e quella di bassa pressione LP è aperta. In tal modo, la camera di lavoro viene isolata dalla sorgente di alta pressione e messa in comunicazione con quella di bassa. Eccitando la valvola HP e tenendo chiusa la valvola LP, il rail di alta pressione viene messo in comunicazione con la camera di lavoro dell'attuatore. La valvola motore, sotto l'azione della forza di pressione, parte dalla propria sede, con velocità nulla e accelerazione diversa da zero. La sua velocità inizia a crescere, finché la sua energia cinetica raggiunge un valore massimo. A partire da tale condizione, inizia la successiva fase in cui la valvola deve essere frenata.

In molti sistemi della tecnica nota, la fase di accelerazione impegna tutta la corsa di apertura: quindi, la valvola arriva al suo fine-corsa con velocità massima.

II.7.4.2 Fase di apertura: tratto in decelerazione

Completata la fase di accelerazione, la valvola possiede una certa energia cinetica, che deve in qualche modo annullare, prima di giungere al suo valore di alzata massima, con velocità nulla. Nel sistema con albero a camme, è la molla elicoidale che provvede a frenare la valvola, prima che essa raggiunga il fine-corsa, e a mantenerla a contatto con la camma. Nei VVA camless, durante tale fase, la valvola è soggetta alla forza elastica della molla elicoidale e alla forza di pressione. Quando la valvola motore raggiunge il valore di apertura desiderato, le valvole HP e LP vengono chiuse. La valvola, non essendo frenata da alcun organo, possiede ancora la sua energia cinetica, che le consente di proseguire la corsa (pur essendo la valvola HP chiusa). Essendo chiusa anche la valvola LP, si ha un brusco aumento di volume, dovuto all'avanzamento della valvola motore, e non accompagnato da ingresso di olio nella camera di lavoro. Essendo l'olio un mezzo incompressibile, in tale condizione di funzionamento, a questi aumenti di volume, si associa una diminuzione di pressione. Questo evento determina una frenatura della valvola: quando la pressione raggiunge il valore di saturazione per l'olio, si formano bolle di vapore. La valvola raggiunge il valore di alzata massima e

inverte il suo moto. A questo punto, le sacche di vapore vengono ricomprese, con la conseguente produzione di forti oscillazioni di pressione, che mettono in oscillazione la valvola (come è illustrato in figura 20). Le oscillazioni continuano, finché tutta l'energia cinetica residua posseduta dalla valvola non venga dissipata, sotto forma di calore. A tal punto, inizia la successiva fase di “holding”.

II.7.4.3 Fase di holding

L'holding è la fase in cui la valvola motore viene tenuta aperta intorno al valore di alzata desiderata, per una certa durata angolare. In tale condizione, la valvola motore può avere ancora delle oscillazioni residue della fase precedente, ma di entità trascurabile.

II.7.4.4 Fase di chiusura: tratto in accelerazione

La prima parte della corsa di chiusura della valvola motore avviene azionando l'elettrovalvola di bassa pressione. La camera di lavoro dell'attuatore viene isolata dal rail di alta pressione e messa in comunicazione con quello di bassa. In tal modo, sotto l'azione della molla elicoidale, la valvola viene accelerata e percorre, con velocità crescente, la corsa di chiusura, fino ad impattare sulla sua sede.

II.7.4.5 Fase di chiusura: tratto in decelerazione

Nel sistema con albero a camme, la camma provvede a frenare la valvola, accompagnandola con velocità nulla sulla propria sede. In un sistema elettroidraulico camless, la valvola urta inevitabilmente: di conseguenza, c'è il rischio che essa si riapra, per rimbalzo, provocando il riflusso di gas nei condotti di aspirazione o di scarico (a seconda del tipo di valvola). In questo modo, l'energia cinetica, che la valvola ha acquisito, viene dissipata negli urti contro la propria sede e nel rumore originato dalla forte velocità con cui la valvola impatta sul fine-corsa.

Una possibile soluzione per portare la velocità di “landing” a valori appena superiori allo 0.1 m/s (valore di soglia del comfort acustico) è rappresentata dalla possibilità di dotare l’organo di comando valvola di un filtro meccanico di tipo viscoso.

CAPITOLO TERZO

SISTEMI VVA MECCANICI INNOVATIVI

Nel presente capitolo si descrivono i sistemi VVA meccanici di tipo innovativo, sviluppati nel corso della tesi, per applicazioni su motori motociclistici. Si tratta di sistemi meccanici con camme “a tre elementi”. Sono state studiate due tipologie: un sistema di tipo “a scorrimento” ed un sistema di tipo “rotativo”. Per ciascuno, vengono riportate le fasi relative alla progettazione, vengono analizzate potenzialità, vantaggi e limiti di applicazione.

III.1 Introduzione

Questo studio si è inserito nell’ambito di un progetto finanziato dal MIUR, con la partecipazione del DIME, dell’Istituto Motori (CNR – Napoli) e delle aziende Dell’Orto e MotoMorini, avente ad oggetto lo sviluppo di sistemi di attuazione variabile delle valvole motore per applicazioni motociclistiche.

La Moto Morini ha proposto l’idea di un sistema VVA innovativo, da applicare al motore Corsaro 1200, attualmente in produzione (in figura 1, è mostrata la moto in questione). La strategia richiesta prevede la possibilità di variare alzata e durata di apertura delle valvole di aspirazione.

Allo stato attuale, i meccanismi proposti si limitano a realizzare strategie Variable Max Valve Lift (VMVL): essi si configurano infatti, come sistemi VVL (Variable Valve Lift), capaci di realizzare la sola variazione di alzata.

Una strategia VMVL comporta benefici quasi trascurabili, in termini di riduzione del lavoro di pompaggio; inoltre, non determina alcuna efficace riduzione del

rapporto di compressione effettivo (anch'esso parametro importante, ai fini di un maggiore rendimento del ciclo reale).

Tuttavia, la variazione di alzata presenta vantaggi notevoli (trattati nel primo capitolo), quali ad esempio il controllo del carico motore senza valvola a farfalla ed il controllo della microturbolenza.



Fig.1: Moto Morini Corsaro 1200

Nella progettazione di tale sistema, destinato a future applicazioni su un motore motociclistico, si è preferito privilegiare le doti di semplicità e di pesi/ingombri contenuti. L'adozione del presente sistema non preclude comunque la possibilità che ad esso venga affiancato un opportuno variatore di fase (della cui semplicità si è discusso nel capitolo precedente, nel paragrafo relativo ai VVA di puro scalettamento dell'asse a camme). Scelte simili sono state fatte in precedenza da diverse imprese del settore quali, ad esempio, la BMW: la casa tedesca ha previsto l'accoppiamento di un "semplice" variatore di fase, quale il Vanos, ad un più complesso Valvetronic, ottenendo un sistema complessivo altamente sofisticato e dalle ottime caratteristiche.

III.2 Sistemi VVA meccanici a camme

I sistemi di attuazione variabile delle valvole motore sviluppati, rientrano nel gruppo 2.1.2.1 della classificazione riportata nel precedente capitolo⁴. Si tratta di sistemi di tipo meccanico, che utilizzano un tradizionale albero a camme e caratterizzati dal fatto che la flessibilità di attuazione viene conferita con variazioni realizzabili tra camma e valvola.

Nell'ambito di questa tipologia di sistemi, può operarsi una ulteriore classificazione in:

- Sistemi che consentono un'attuazione variabile di tipo discreto (step-by-step systems), con al massimo due differenti configurazioni possibili (2-step system)
- Sistemi che consentono una variazione di tipo continuo della legge di alzata, quindi più flessibili (fully variable systems)
- Sistemi che si attestano ad un livello intermedio, in termini di flessibilità dell'attuazione, e che si indicano come “altri sistemi”: essi offrono generalmente un compromesso tra la variazione continua di un parametro e la variazione discreta di un altro parametro (other systems).

Per i sistemi di attuazione valvole del tipo considerato, è consuetudine, nella letteratura tecnica, operare una classificazione, basata sul numero degli elementi che caratterizzano il cinematismo. Sono diffusi sistemi con un numero di elementi che mediamente va da tre a cinque; tuttavia alcune case costruttrici hanno sviluppato anche sistemi a sei e più elementi.

I sistemi di seguito descritti sono sistemi meccanici a camme, a 3 elementi, di cui sono state sviluppate due tipologie:

- 3-elements VVA di tipo “a scorrimento”
- 3-elements VVA di tipo “rotativo”

⁴ Cfr. Capitolo Secondo – Paragrafo 2

Questi sistemi sono generalmente costituiti da tre componenti principali:

1. Camma;
2. Elemento principale (elemento a contatto con il comando valvola), a fulcro fisso;
3. Elemento ausiliario (elemento a contatto con la camma e il bilanciere principale), a fulcro mobile.

In un convenzionale sistema di distribuzione a camme, l'elemento a contatto con la camma (elemento ausiliario) è caratterizzato da una movimentazione, la cui la durata angolare (riferita all'albero a camme) è imposta dal profilo utile della camma: essa risulta quindi indipendente dalla posizione del fulcro dell'elemento ausiliario stesso. Pertanto, l'unico modo per ottenere una variazione della durata angolare della legge di alzata, consiste nel generare una corsa folle dell'elemento ausiliario, rispetto a quello principale.

Una possibile soluzione al problema è quella di adottare un bilanciere principale, con un profilo superiore costituito da:

- Un primo tratto circolare, con centro coincidente con il fulcro del bilanciere ausiliario (in condizione di valvola chiusa); in tal modo, la rotazione dell'elemento ausiliario non produce rotazione dell'elemento principale e la valvola resta chiusa.
- Un secondo tratto, di forma opportuna, in cui avviene l'effettiva movimentazione della valvola.

III.3 Sistema VVA a tre elementi di tipo “a scorrimento”

Il progetto prende le mosse da uno schema proposto dalla Moto Morini, un three-elements VVA meccanico a camme (rappresentato in figura 2), i cui componenti principali sono:

- Camma
- Bilanciere principale a fulcro fisso
- Bilanciere ausiliario a fulcro mobile

Questo sistema VVA è caratterizzato dalla possibilità, offerta al fulcro del bilanciere a contatto con la camma (bilanciere ausiliario), di traslare lungo una determinata direzione.

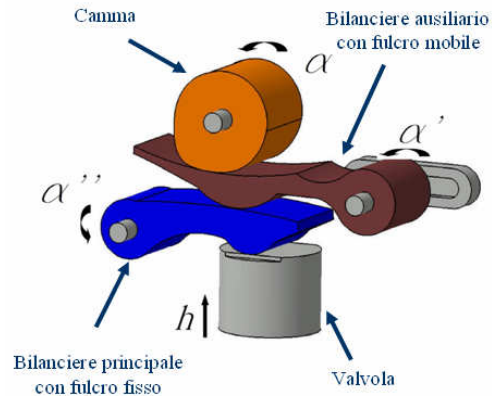


Fig.2: VVA a 3 elementi di tipo a scorrimento

La movimentazione del fulcro del bilanciere ausiliario consente di variare i bracci di leva di lavoro di entrambi i bilancieri e, di conseguenza, la corsa effettiva che la camma impone alla valvola. In tal modo, è possibile variare l'alzata valvola.

La scelta opportuna del profilo dei bilancieri influisce notevolmente sulla legge di variazione dell'alzata valvola; esso può essere ottimizzato, in funzione del risultato che si desidera ottenere.

Il fulcro del bilanciere ausiliario può essere movimentato secondo una traiettoria rettilinea, da un punto (caratterizzato dalla massima alzata valvola) ad un altro (caratterizzato dalla minima alzata valvola).

Le fasi principali del progetto⁵ si sintetizzano nei seguenti punti:

- Elaborazione di un primo schema bidimensionale del dispositivo.
- Studio del profilo dei bilancieri.
- Studio del profilo di camma, mediante lo sviluppo di un algoritmo di calcolo. Tale procedura è in grado di determinare, in forma chiusa, il profilo della camma e le

⁵ La trattazione analitica di ciascuna fase è stata riportata nelle appendici al presente capitolo (dalla A alla N)

caratteristiche cinematiche e dinamiche del sistema, a partire da determinati dati di ingresso: geometrie, posizioni relative e dati inerziali degli elementi; rigidzze e precarico delle molle valvola; velocità di rotazione dell'albero a camme; legge di alzata valvola.

- Studio cinematico preliminare, approssimato.
- Studio cinematico esatto del sistema.
- Analisi dinamica, per la valutazione delle forze di contatto, delle forze di inerzia, delle reazioni vincolari e delle pressioni Hertziane.
- Simulazione cinematica del sistema VVA.
- Validazione del modello di calcolo elaborato, mediante confronto tra la legge di alzata imposta e quella ottenuta mediante il profilo di camma ricavata dal modello.
- Valutazione delle prestazioni del sistema di attuazione.

Punto di partenza dello studio è stato lo sviluppo di un algoritmo di calcolo, in grado di determinare, in forma chiusa, il profilo della camma e le caratteristiche cinematiche e dinamiche del sistema, a partire da noti dati di ingresso:

- Geometrie, posizioni relative e dati inerziali degli elementi;
- Rigidzze e precarico delle molle valvola;
- Velocità di rotazione dell'albero a camme;
- Legge di alzata valvola.

I dati relativi alle caratteristiche della valvola motore e della molla, utilizzati in fase di progetto, sono stati forniti dalla Moto Morini (adottati sul motore Corsaro).

III.3.1 Geometrie dei bilancieri ⁶

Facendo riferimento alla figura 3, in questo sistema, il fulcro C del bilanciario ausiliario può essere movimentato secondo una traiettoria rettilinea, dal punto A

⁶ Prima di sviluppare l'attuale sistema (caratterizzato da bilancieri a profilo rettilineo), sono state studiate altre possibili soluzioni. Lo studio è riportato in Appendice A.

(caratterizzato dalla massima alzata valvola) al punto B (caratterizzato dalla minima alzata valvola).

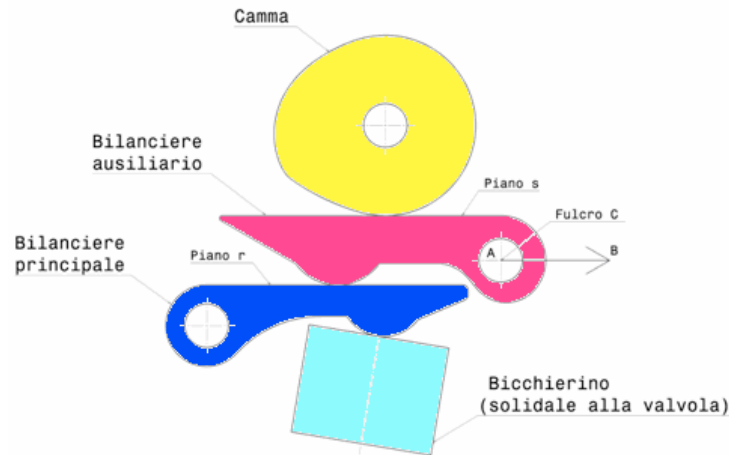


Fig. 3: Schema del VVA a 3 elementi di tipo a scorrimento

Il sistema è caratterizzato dall'avere la direzione di traslazione del fulcro C, parallela (in condizioni di valvola chiusa) alla superficie superiore (piana) r del bilanciere principale. Tale proprietà comporta due conseguenze rilevanti:

- La superficie superiore s del bilanciere ausiliario è anch'essa piana e parallela alla direzione di movimentazione del fulcro C. In generale, tale superficie s non può essere qualsiasi, ma deve essere tale che, a valvola chiusa e al variare della posizione del fulcro C, si mantenga il contatto tra la superficie superiore del bilanciere ausiliario e la camma, e tra la superficie del pattino del bilanciere ausiliario e la superficie superiore del bilanciere principale. La superficie s è legata ai seguenti parametri: posizione e raggio base della camma; geometria della superficie r e sua disposizione nello spazio a valvola chiusa; geometria del pattino del bilanciere ausiliario e sua posizione relativa rispetto al centro di rotazione del bilanciere stesso; posizione del fulcro C e sua direzione di movimentazione.
- Al variare della posizione del fulcro, cambia la legge di alzata ma non la fase; ovvero il punto di inizio apertura della valvola di aspirazione rimane invariato (e quindi anche quello di chiusura, essendo tale tipo di sistema di distribuzione a durata angolare costante della legge di alzata).

III.3.2 Costruzione della legge di alzata⁷

La legge di alzata, utilizzata in fase di progetto (riportata nelle figure 4, 5 e 6, in termini di spostamento [mm], velocità [mm/rad] ed accelerazione [mm/rad²]), è stata costruita partendo dai dati forniti dalla Moto Morini (imponendo un'alzata massima pari a 10 mm).

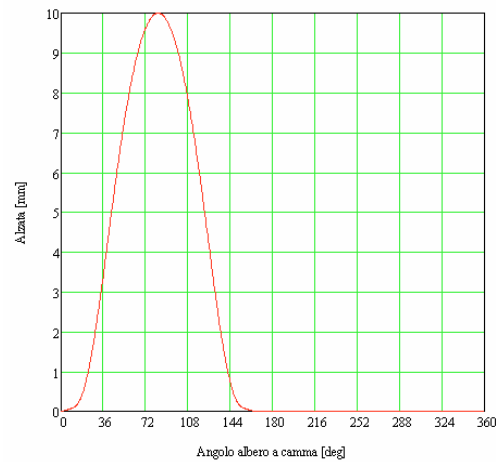


Fig. 4: Legge di alzata valvola - Spostamento

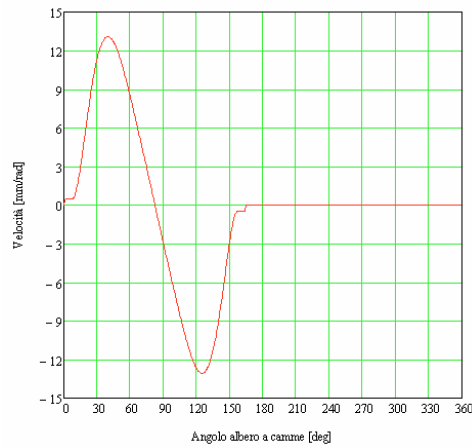


Fig. 5: Legge di alzata valvola – Velocità

⁷ La trattazione relativa alla costruzione della legge di alzata è riportata in Appendice B

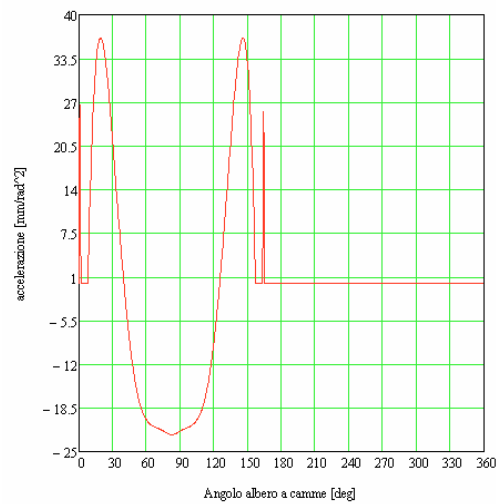


Fig. 6: Legge di alzata valvola - Accelerazione

III.3.3 Studio del profilo di camma⁸

In figura 7, è riportato il profilo della camma, ottenuto in forma chiusa in rappresentazione parametrica (in funzione dell'angolo di rotazione dell'albero a camme), mediante l'algoritmo sviluppato.

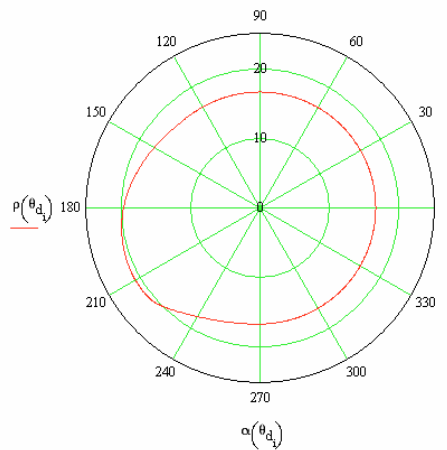


Fig. 7: Profilo della camma

⁸ Lo studio completo del profilo di camma è riportato in Appendice C

In figura 8, è rappresentato il raggio di curvatura del profilo (sempre in funzione sempre dell'angolo di rotazione dell'albero a camme). Da questi due diagrammi, è possibile stimare la regolarità del profilo della camma e valutare il raggio minimo di curvatura locale: esso risulta pari a 2.6 mm, valore perfettamente accettabile, al fine di scongiurare l'eventualità che si origino nella regione di contatto pressioni Hertziane inammissibili per i materiali utilizzati.

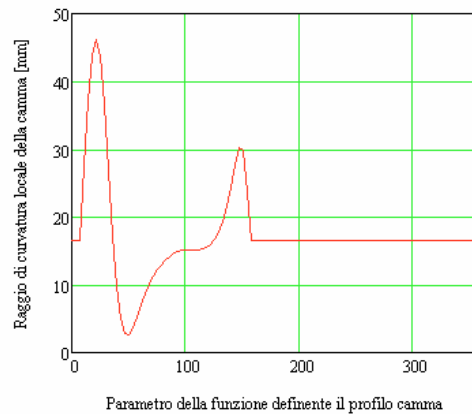


Fig. 8: Raggio di curvatura del profilo camma

III.3.4 Studio cinematico e dinamico⁹

A valle di uno studio cinematico del sistema, sono state valutate le forze che si esplicano fra gli elementi a contatto nel VVA. Nelle figure 9, 10 e 11 sono riportate:

- Le azioni di contatto tra bilanciere principale e bicchierino (forza N_0)
- Le azioni di contatto tra i due bilancieri (forza N_1)
- Le azioni di contatto tra la camma ed il bilanciere ausiliario (forza N_2)

per un regime di rotazione del motore di 8500 rpm (4250 rpm dell'albero a camme).

⁹ Studio cinematico approssimato e studio cinematico esatto sono riportati nelle Appendici E, F, H, I. L'analisi dinamica delle forze di contatto è riportata nelle Appendici L e M

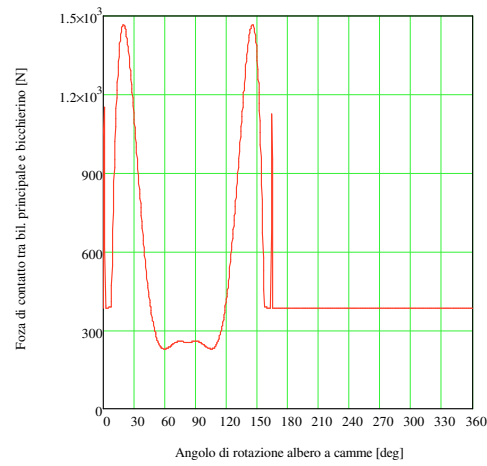


Fig. 9: Azioni di contatto tra bilanciere principale e bicchierino

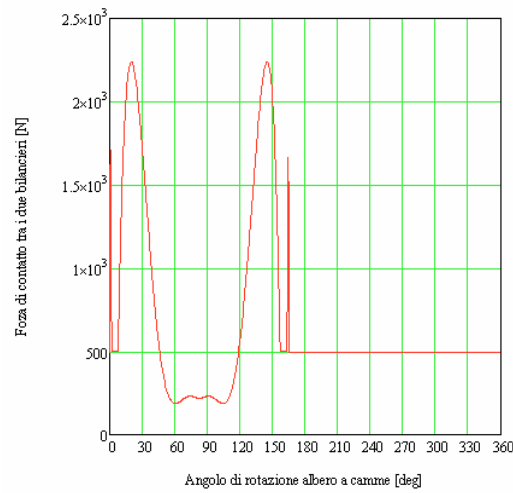


Fig. 10: Azioni di contatto tra i due bilancieri

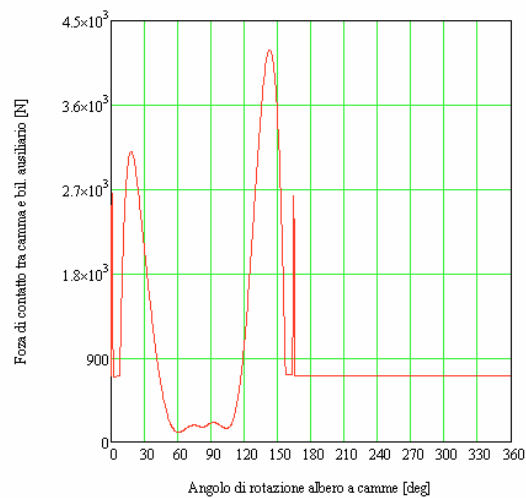


Fig. 11: Azioni di contatto tra la camma ed il bilanciere ausiliario

In figura 12, è riportato un confronto tra tali forze. Va precisato che i picchi iniziali e finali di forza non sono reali: nel determinare tali azioni, si è ipotizzato che la valvola segua tutta la legge di alzata, comprese le rampe (dove, in realtà, non vi è ancora contatto tra gli elementi del cinematismo); inoltre, le forze di contatto dovrebbero annullarsi nei tratti ad alzata nulla, in quanto in tali tratti, il precarico delle molle si scarica completamente sulle sedi valvola.

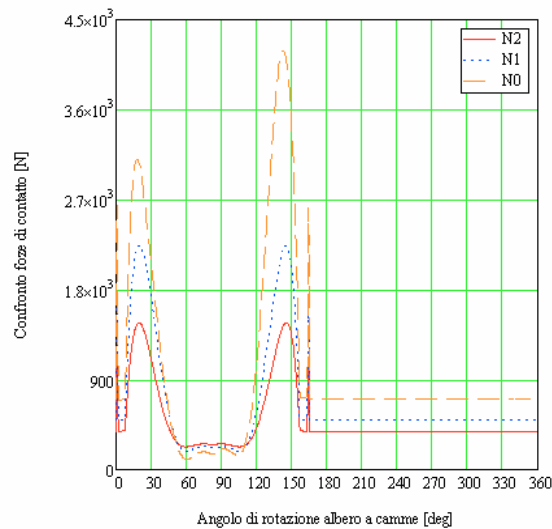


Fig. 12: Confronto tra le azioni di contatto

III.3.4.1 Analisi delle pressioni Hertziane¹⁰

Partendo dalle geometrie e dalle forze di contatto, è stato possibile determinare le pressioni Hertziane, nelle zone di contatto, in funzione della posizione angolare dell'albero a camme, presentate nel diagramma di figura 13 (valutate a 8500 rpm dell'albero motore): tali pressioni di contatto sono perfettamente ammissibili.

¹⁰ Lo studio delle pressioni Hertziane è riportato in Appendice M

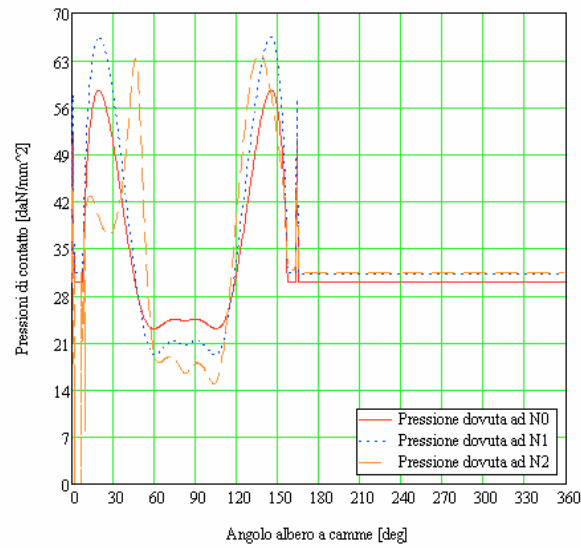


Fig. 13: Pressioni Hertziane

III.3.4.2 Valutazione delle reazioni dei perni dei bilancieri

Sono state inoltre calcolate le reazioni dei perni del bilanciere principale (mostrata in figura 14) ed ausiliario (mostrata in figura 15).

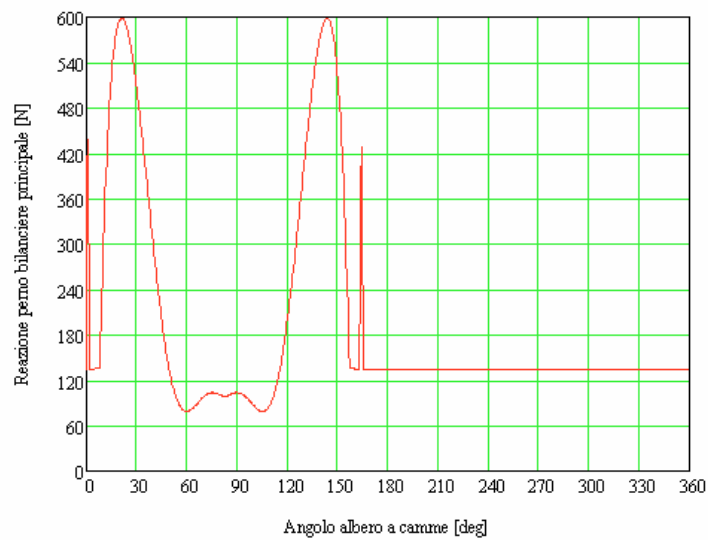


Fig. 14: Reazione perno del bilanciere principale

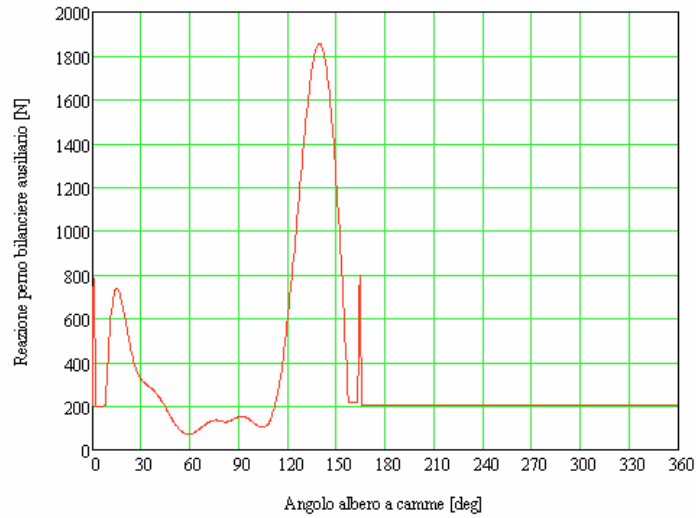


Fig. 15: Reazione perno del bilanciere ausiliario

III.3.4.3 Stima della potenza dissipata

Per stimare la potenza dissipata dal meccanismo, sono state valutate tutte le velocità di scorrimento tra gli elementi del sistema. In particolare, nelle figure 16, 17 e 18 sono riportati (sempre per una velocità di rotazione del motore pari a 8500 rpm) gli andamenti di:

- Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciere principale ed il bicchierino
- Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciere ausiliario ed il dorso del bilanciere principale (superficie r)
- Velocità di scorrimento tra la camma ed il dorso del bilanciere ausiliario (superficie s).

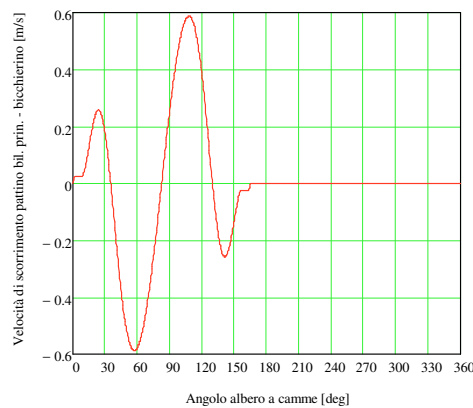


Fig. 16: Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciere principale ed il bicchierino

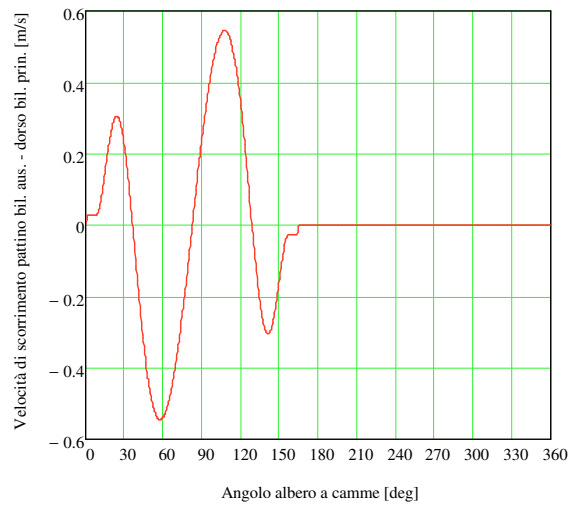


Fig. 17: Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciante ausiliario ed il dorso del bilanciante principale

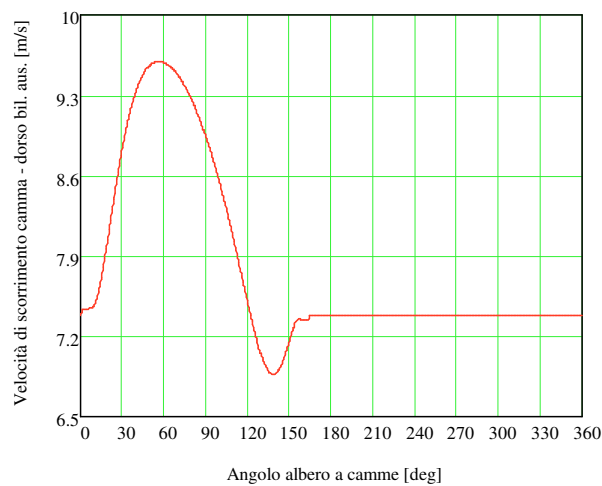


Fig. 18: Velocità di scorrimento tra la camma ed il dorso del bilanciante ausiliario

Note le velocità di scorrimento tra gli elementi a contatto e le forze di contatto, è stato possibile stimare la potenza di attrito, globale ed istantanea, assorbita dal meccanismo, per l'azionamento di ciascuna valvola (esclusa la potenza dissipata dai supporti dell'albero a camme).

Tali grandezze, riferite all'unità di coefficiente di attrito, sono riportate nei diagrammi di figura 19, per una velocità di rotazione del motore di 8500 rpm. Da tali diagrammi, si evince che, assumendo un coefficiente di attrito medio pari a 0.04 tra gli organi a contatto del meccanismo, si otterrebbe un picco di potenza dissipata pari a circa

1.2 kW ($= 30 \text{ kW} \times 0.04$), con una potenza globale necessaria all'azionamento di ciascuna valvola pari a circa 0.2 kW ($= 5 \text{ kW} \times 0.04$).

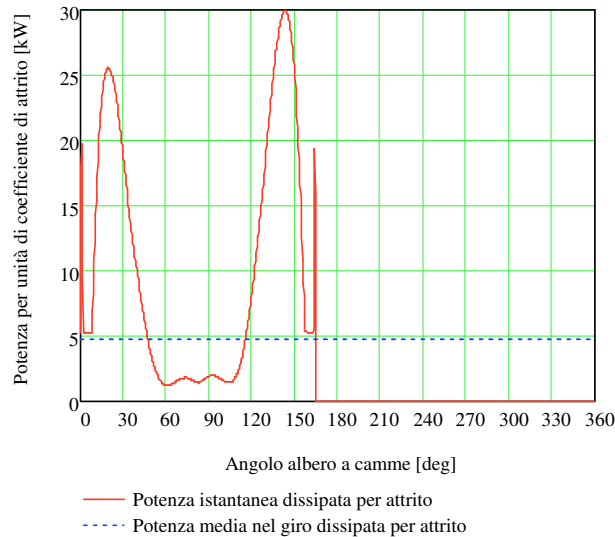


Fig. 19: Potenza dissipata per attrito (per unità di coefficiente di attrito)

In figura 20 si riporta, sempre a 8500 rpm del motore, il diagramma della potenza istantanea, richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola, valutata nel caso ideale di assenza di attriti (potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle).

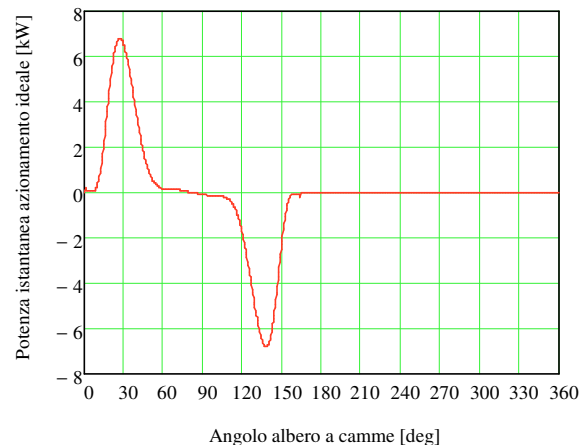


Fig. 20: Potenza istantanea per azionamento valvola in assenza di attriti

In figura 21, si riporta il diagramma della potenza istantanea totale, richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola (somma della potenza necessaria a muovere le inerzie

e a deformare le molle e della potenza dissipata per attrito), per un coefficiente di attrito medio pari a 0.04. Essendo nulla, in assenza di attriti, la potenza globale per l'azionamento di ciascuna valvola (in quanto il sistema è conservativo), la potenza totale assorbita dall'azionamento, nel caso reale, coincide con la potenza dissipata per attrito, che è pari a circa 0.2 kW nel caso in esame.

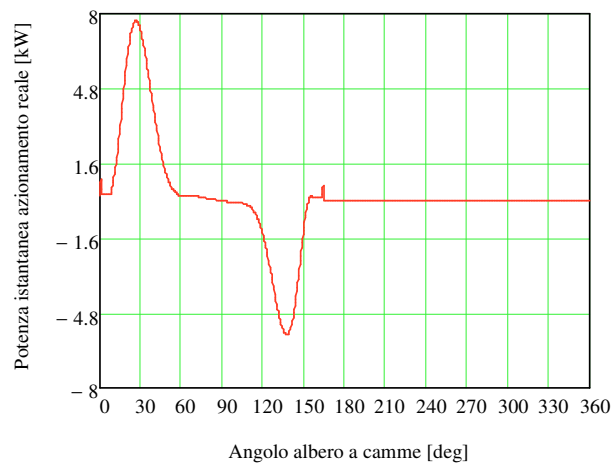


Fig. 21: Potenza istantanea per azionamento valvola con coefficiente di attrito pari a 0.04

III.3.5 Validazione del modello¹¹

La verifica dell'algoritmo sviluppato ed utilizzato per la progettazione del sistema (uno schema è mostrato in figura 22), ha consentito di dimostrare l'attendibilità dei risultati ottenuti.

Per validare il modello, è stata realizzata una simulazione cinematica del meccanismo in ambiente *Kinematics* del software Catia, riproducendo le geometrie di partenza e il profilo della camma, ottenuto tramite il modello stesso (figura 23). Il profilo della camma, ottenuto in forma chiusa dal modello, è stato esportato come file ASCII per punti, con una risoluzione di 1000 punti/giro ed importato in Catia, dove è

¹¹ Ulteriori note in proposito sono riportate in Appendice D.

stato ricostruito mediante una funzione *spline* (che garantisce la regolarità del profilo e delle sue derivate).

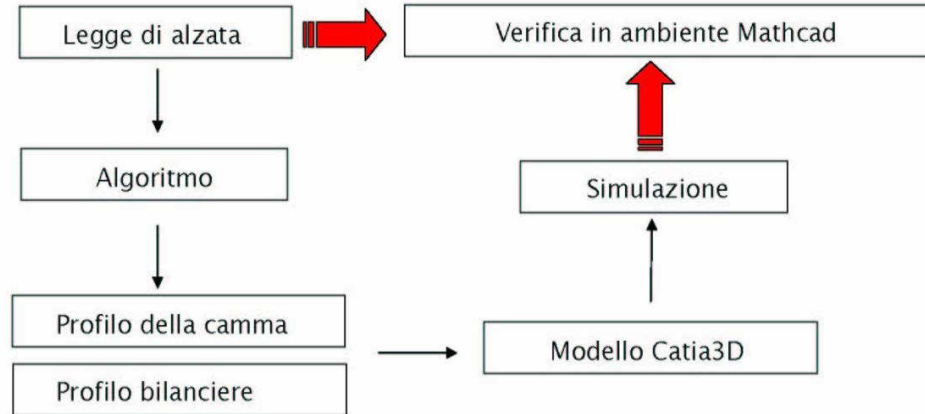


Fig. 22: Schema rappresentativo della logica seguita

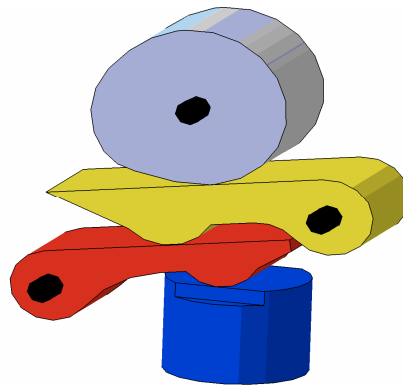


Fig. 23: Modello del VVA a 3 elementi di tipo a scorrimento

I risultati della simulazione sono stati pienamente soddisfacenti, come mostrato dai diagrammi delle figure 24, 25 e 26, in cui si riportano i confronti tra i parametri cinematici imposti nel modello (da cui si è ricavato il profilo della camma) e quelli ottenuti da simulazione (basata appunto sul profilo camma ricavato dal modello).

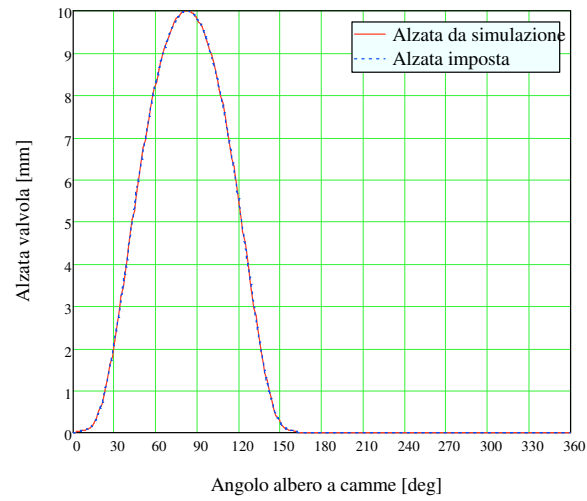


Fig. 24: Confronto tra legge di alzata imposta e simulata - Spostamento

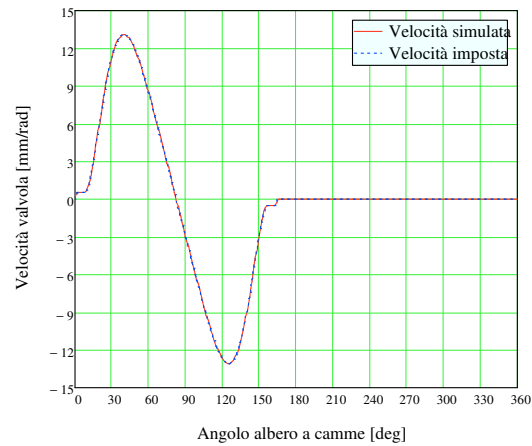


Fig. 25: Confronto tra legge di alzata imposta e simulata – Velocità

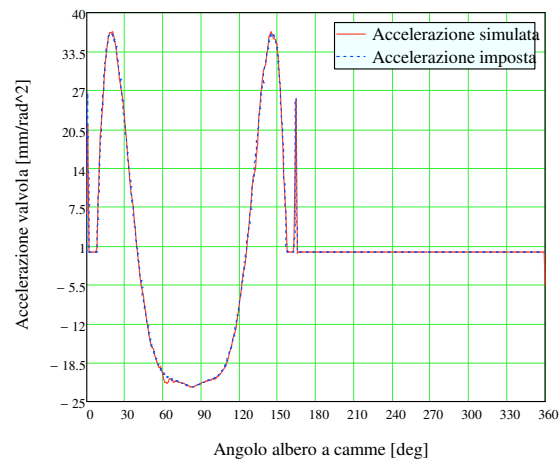


Fig. 26: Confronto tra legge di alzata imposta e simulata – Accelerazione

III.3.6 Modello tridimensionale ¹²

Ritenuti validi i risultati dell'analisi bidimensionale, si sono trasferite le caratteristiche geometriche nei modelli tridimensionali.

Si sono cercati i valori dei parametri geometrici del sistema, che costituissero un compromesso tra i seguenti obiettivi strategici:

- Riduzione delle perdite meccaniche legate agli attriti.
- Riduzione delle masse, al fine di prevenire fenomeni di distacco tra gli organi della distribuzione o di sovraccarico degli stessi.

Si è proceduto, prestando particolare attenzione alle dimensioni di ingombro e alla necessità di non rendere il funzionamento del meccanismo troppo sensibile ad eventuali errori di forma o all'accuratezza di intervento dell'attuatore.

Uno dei criteri irrinunciabili, rispettati in fase di modellazione, è stata la ricerca di una configurazione che rispettasse i limiti di ingombro, imposti dalle specifiche del progetto. E' stato necessario prevedere una movimentazione contenuta del punto pivot del bilanciere mobile, nel passaggio fra le due condizioni estreme di carico del motore.

Le prove, effettuate sul modello bidimensionale di verifica, hanno evidenziato che è necessaria un'escursione della leva intermedia di circa 20 mm, per passare dall'alzata massima, nelle condizioni di carico massimo a quella richiesta a carico minimo (in base alle specifiche di progetto):

- alzata massima, richiesta a carico massimo (circa 10,5 mm)
- alzata massima, richiesta a carico minimo (circa 2,5 mm)

L'escursione minima del bilanciere ausiliario, pari a 20 mm, non può essere ridotta per il seguente motivo: qualora si volesse conseguire lo stesso risultato con uno spostamento inferiore, sarebbe necessario l'utilizzo di camme dal profilo poco pronunciato, con il rischio di rendere la legge di alzata molto sensibile alle tolleranze di realizzazione ed esponendola ad inevitabili scostamenti dai valori di progetto.

¹² Ulteriori dati sono riportati in Appendice G

Prima di disporre del definitivo profilo di camma, è stato possibile effettuare una verifica (con il modulo *Kinematics* di Catia), della possibilità di ottenere il suddetto valore di alzata massima, nelle condizioni di minima interferenza dei bilancieri.

I primi risultati ottenuti dalle simulazioni hanno indotto a proseguire nella modellazione, procedendo anche alla fase di assemblaggio del sistema VVA su un modello tridimensionale della testata del motore Morini. L'obiettivo principale è stata la determinazione del sistema più semplice, in grado di consentire:

- L'alloggiamento della nuova distribuzione sulla testata del motore
- Lo studio dell'effettivo funzionamento, mediante l'allestimento di un banco prova.

In questa fase di studio, è stato possibile disporre dei disegni della testata del motore Corsaro 1200 (un'immagine tridimensionale è mostrata in figura 27) e di un esemplare dello stesso (che risulta sensibilmente diverso da quello del futuro motore ad iniezione diretta con distribuzione variabile, attualmente in produzione e mostrato in figura 28).

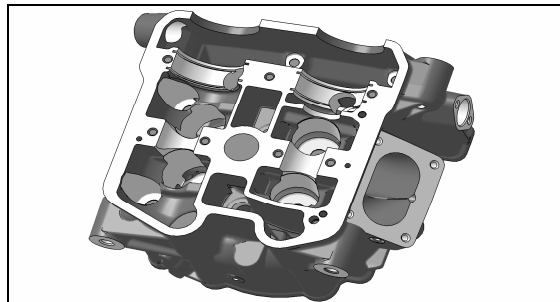


Fig. 27: Modello tridimensionale del motore Corsaro 1200



Fig. 28: Motore Corsaro 1200 con sistema di alimentazione ad iniezione indiretta

Si è deciso di cercare una soluzione che consentisse di alloggiare il sistema VVA, riducendo al minimo le modifiche da apportare alla fusione.

Questo criterio ha indotto a modellare un castelletto che, appoggiandosi al piano superiore della testata, consente di portare il pattino del bilanciante principale a contatto con il bicchierino, e quindi al di sotto del piano che delimita superiormente la testa motore.

Si è realizzato, per simmetria rispetto ad un piano, il meccanismo completo della distribuzione lato aspirazione, di cui si riporta il modello provvisorio in figura 29.

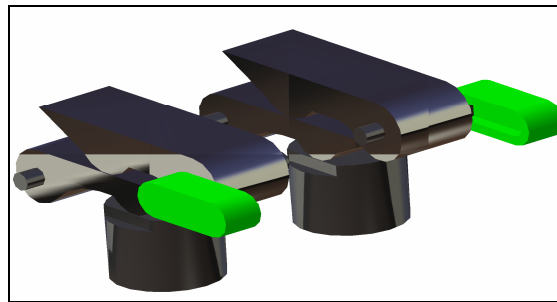


Fig.29: Modello della distribuzione

Il sistema è stato accostato alla testata, per ottenere un primo riscontro visivo degli ingombri e per comprendere come dovesse essere strutturato il castelletto di supporto (figura 30). In questa prima fase, si è mirato ad allestire la testata con il sistema rappresentato, senza interferire con la regione riservata alle sedi per l'alloggiamento della candela e dell'iniettore.

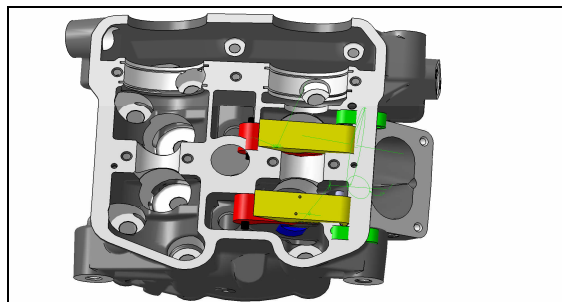


Fig. 30: Sistema VVA posizionato sulla testata per la valutazione degli ingombri

L'esigenza di portare il bilanciante principale a contatto con il piattello valvola suggerisce modifiche consistenti alla fusione; anche per consentire l'arretramento del

bilanciere ausiliario e permettere il posizionamento degli organi preposti alla movimentazione dello stesso.

Si è realizzato un modello del *case*, contenente la guida e la slitta, atti alla movimentazione dei bilancieri a fulcro mobile (figura 31).

La slitta, azionata da un motorino elettrico, conferisce al meccanismo della distribuzione la flessibilità dell'attuazione delle valvole di aspirazione.

Un primo modello, approssimativo, di *case*, assemblato con l'attuatore è mostrato in figura 32.

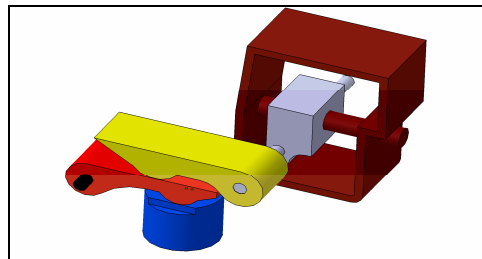


Fig. 31: Sistema VVA provvisto del relativo meccanismo per la movimentazione del bilanciere ausiliario

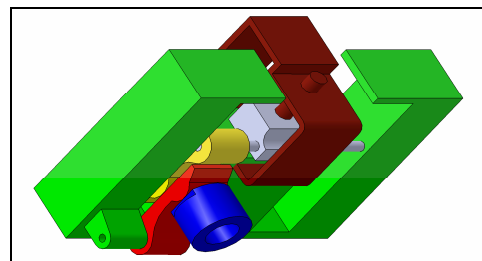


Fig. 32: Castelletto con organi della distribuzione e "case" di comando

Questo modo di procedere rende impossibile prove al banco, che prevedano di utilizzare la testata tal quale. Pertanto, si è deciso di disegnare il telaio, in modo da consentire la movimentazione dei bilancieri e degli organi preposti alla loro attuazione, senza interferenze con la fusione. Il funzionamento del meccanismo così concepito prevede l'utilizzo di un distanziale da fissare sul bicchierino valvola, necessario ad ottenere il collegamento fra la valvola ed il pattino del bilanciere principale.

In questa ottica, decadono alcuni vincoli: non ha senso complicare il disegno del telaio (per evitare il ricoprimento dell'alloggiamento della candela), poiché non ci sarà candela, durante le prova al banco.

Si è deciso di demandare la movimentazione dei bilancieri ausiliari ad un sistema di guide lineari, soluzione facilmente praticabile. La figura 33 mostra il risultato conseguito, allo stato attuale.

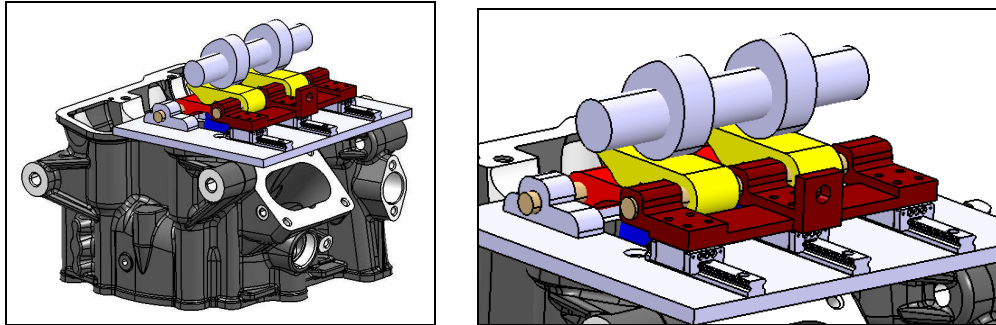


Fig. 33: Modello della testata con la versione attuale del castelletto

III.3.7 Potenzialità e limiti del VVA a scorrimento

Sono state valutate le prestazioni del sistema, al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario, con uno spostamento massimo di 20 mm. I risultati di tali prove sono riportati nelle figure 34, 35, 36, valutati al regime di 8500 rpm del motore.

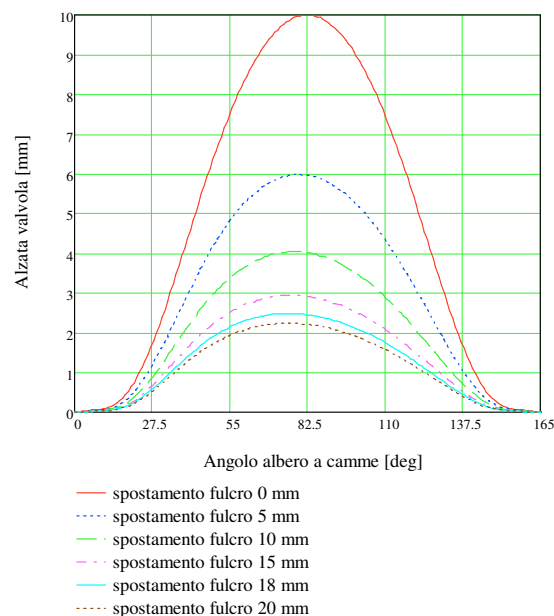


Fig. 34: Regolazione dell'alzata valvola

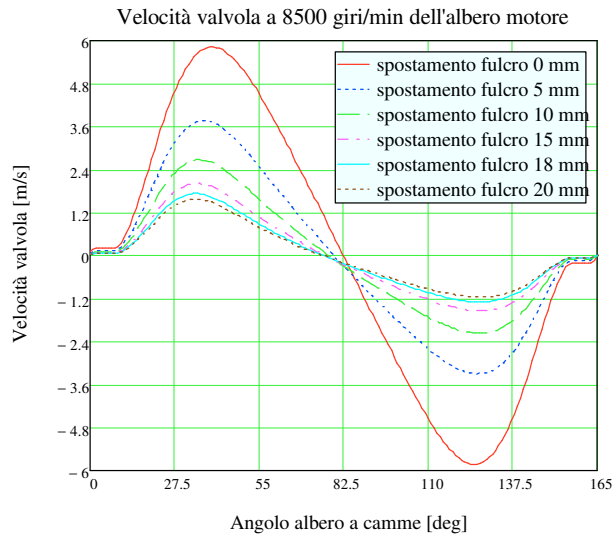


Fig. 35: Regolazione dell'alzata valvola - Velocità

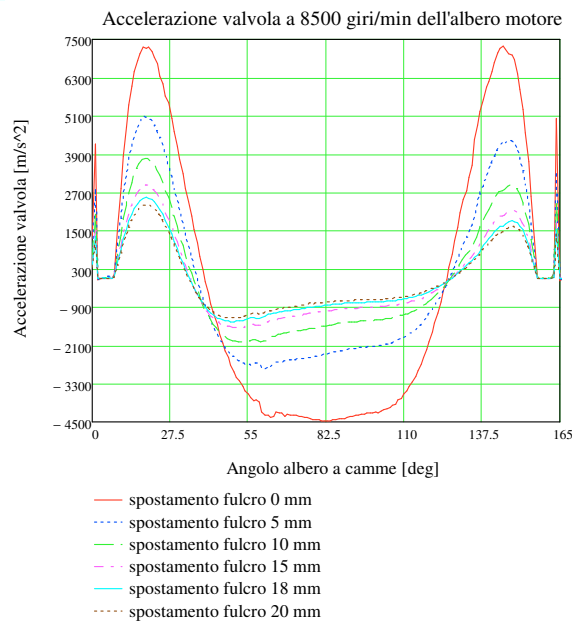


Fig. 35: Regolazione dell'alzata valvola - Accelerazione

Una analisi preliminare delle potenzialità del sistema VVA a fulcro scorrevole ha evidenziato che esso si configura come un VVL (Variable Valve Lift), in grado di realizzare variazioni della sola alzata valvola.

Alla luce degli studi effettuati, si può concludere che il sistema presentato offre indubbi vantaggi, in termini di semplicità progettuale e realizzativi.

Tuttavia, esistono difficoltà nell'utilizzo a regimi rotativi elevati. A causa delle elevate inerzie equivalenti, per evitare il fenomeno dello sfarfallamento, si dovrebbero

adottare molle molto rigide. Tale soluzione comporterebbe un forte incremento delle sollecitazioni massime sugli elementi del meccanismo (in termini di sollecitazioni interne e pressioni di contatto Hertziane), dovute all'incremento medio della forza elastica agente sulla valvola.

Tale situazione potrebbe richiedere l'utilizzo di maggiori raggi dei pattini dei bilancieri ed un maggior raggio base della camma, comportando maggiori ingombri. Questa soluzione si scontrerebbe con una delle necessità primarie dell'applicazione: contenere le dimensioni del motore motociclistico.

Un limite del sistema di attuazione studiato è rappresentato dalla impossibilità di realizzare valori di alzata inferiori a 2.5 mm. Una estensione in tal senso richiederebbe uno spostamento del fulcro del bilanciere ausiliario, incompatibile con le esigenze di compattezza del sistema di movimentazione dello stesso (sicuramente superiore al limite imposto alla traslazione di 20 mm).

III.4 Sistema VVA a tre elementi di tipo rotativo

Molti dei limiti propri dei sistemi di distribuzione del tipo a “scorrimento”, possono essere superati da sistemi “rotativi”.

Anche questa tipologia di VVA rientra nella categoria dei “three-elements systems”, i cui componenti principali sono: camma, bilanciere principale a fulcro fisso, bilanciere ausiliario a fulcro mobile.

Nelle figure 36 e 37, si riportano gli schemi relativi al secondo sistema ideato.

Lo studio di tale sistema è partito dall'opportuna modifica dell'algoritmo, precedentemente sviluppato per i sistemi a “scorrimento”, adottando i dati di ingresso forniti dalla Morini.

In questo sistema, il fulcro C del bilanciere ausiliario può essere movimentato secondo una traiettoria circolare, dal punto A (caratterizzato dalla minima alzata valvola), al punto B (caratterizzato dalla massima alzata valvola).

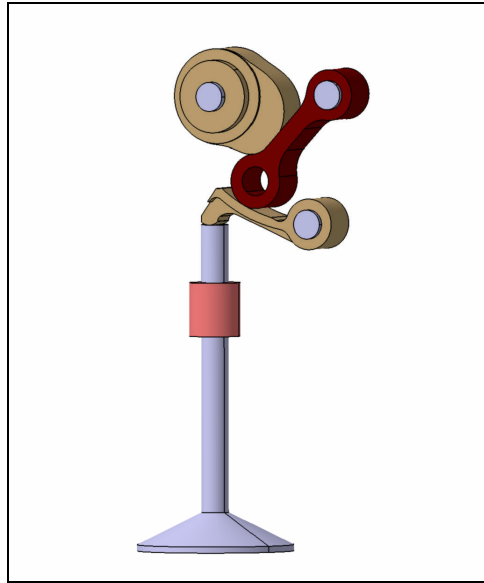


Fig. 36: Schema del VVA a 3 elementi di tipo rotativo

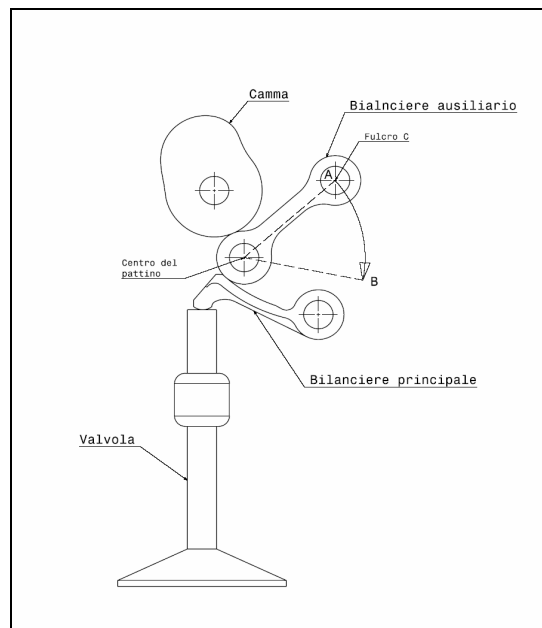


Fig. 37: Schema del VVA a 3 elementi di tipo rotativo

Il sistema studiato presenta l'ulteriore particolarità di avere il fulcro di attuazione del VVA coincidente con il centro del pattino del bilanciere ausiliario, quando la valvola è in posizione di chiusura. Tale caratteristica assicura che, al variare dell'angolo di attuazione del sistema, risulta garantito, a valvola chiusa, il contatto tra tutte le superfici del meccanismo.

III.4.1 Progetto del sistema VVA di tipo rotativo

Ripetendo la procedura adoperata per il primo sistema, si sono ottenuti i risultati riportati nelle figure 38, 39, 40, 41.

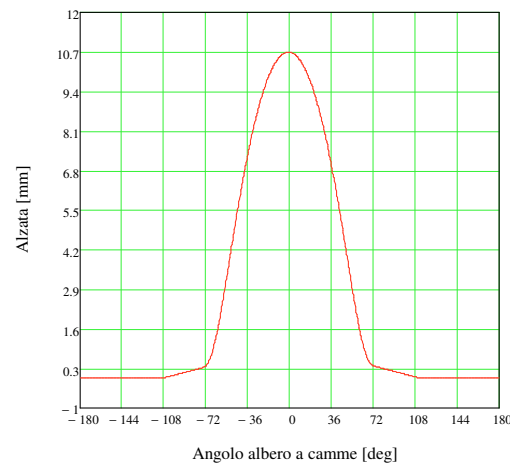


Fig. 38: Legge di alzata imposta

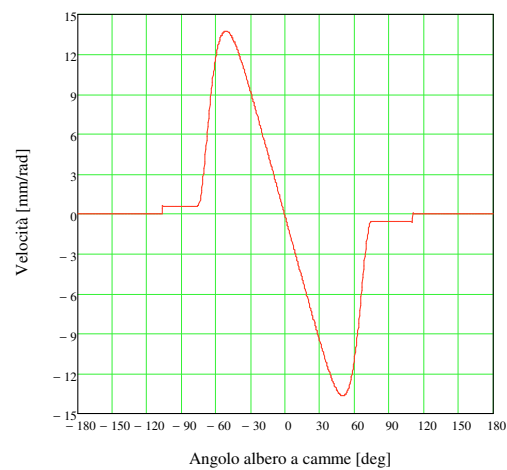


Fig. 39: Legge di alzata imposta - Velocità

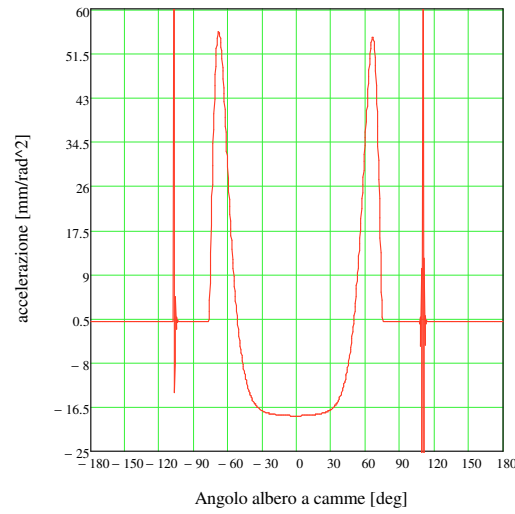


Fig. 40: Legge di alzata imposta – Accelerazione

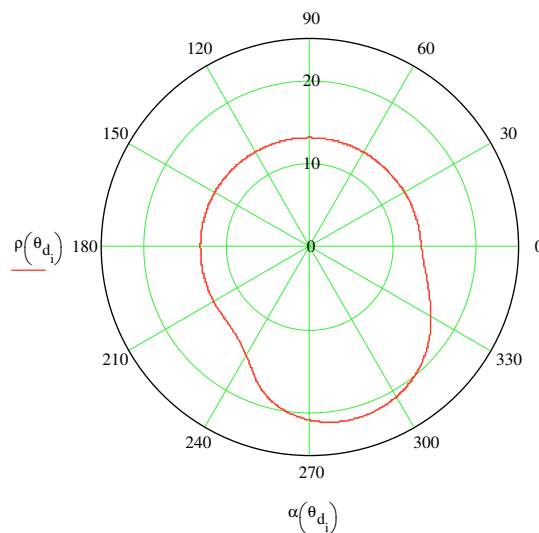


Fig. 41: Profilo della camma, ottenuto in forma chiusa, in rappresentazione parametrica (funzione dell'angolo di rotazione dell'albero a camme), mediante l' algoritmo

Nelle figure 42, 43, 44, sono riportate le azioni di contatto, per un regime di rotazione del motore di 9500 rpm (4750 rpm dell'albero a camme), rispettivamente: fra bilanciere principale e valvola (forza N_0); tra i due bilancieri (forza N_1); fra la camma ed il bilanciere ausiliario (forza N_2). In figura 45, per lo stesso regime di rotazione, è riportato un confronto tra tali forze.

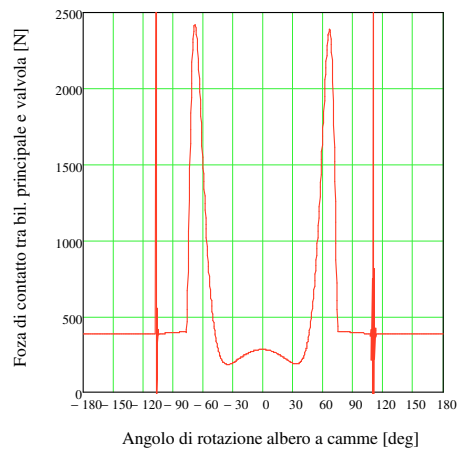


Fig. 42: Forza di contatto fra bilanciere principale e valvola

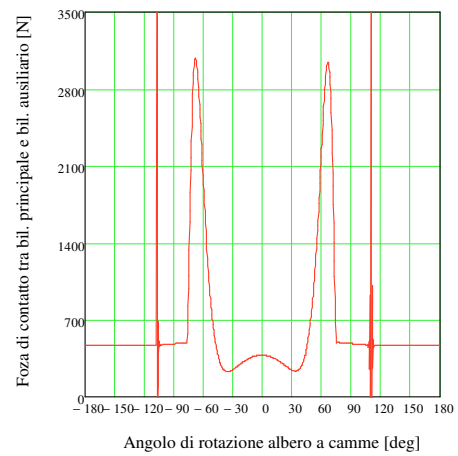


Fig. 43: Forza di contatto fra i due bilancieri

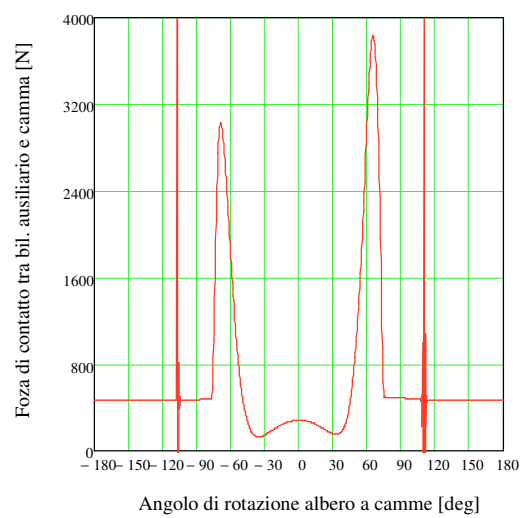
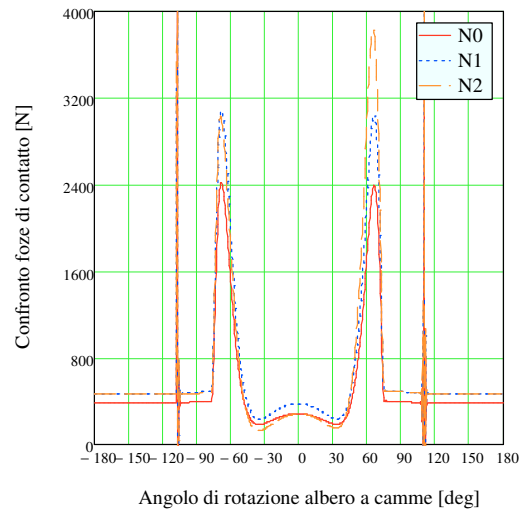


Fig. 44: Forza di contatto fra camma e bilanciere ausiliario


 Fig. 45: Confronto fra le forze N_0 , N_1 , N_2

A partire dalle geometrie e dalle forze di contatto, è stato possibile determinare le pressioni Hertziane nelle zone di contatto, in funzione della posizione angolare dell'albero a camme, presentate nel diagramma di figura 46 (sempre a 9500 rpm dell'albero motore). Da tale diagramma, si evince che, per il regime di rotazione studiato, le pressioni di contatto Hertziane sono eccessive, soprattutto quelle scambiate tra bilanciere principale e valvola, a causa del valore troppo contenuto del raggio del pattino del bilanciere principale.

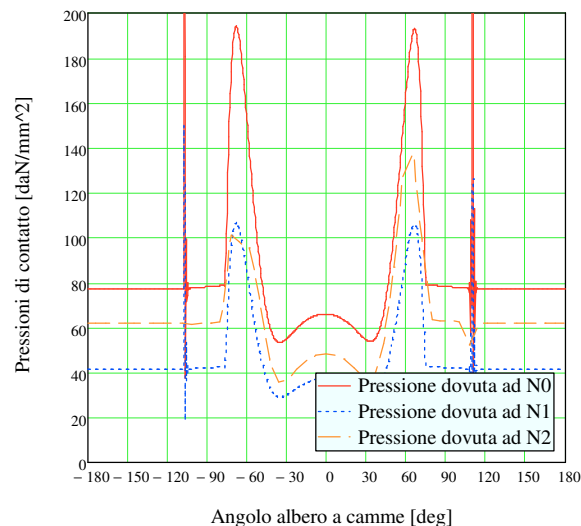


Fig. 46: Pressioni di contatto

Sono state calcolate le reazioni dei perni del bilanciere principale (figura 47) ed ausiliario (figura 48).

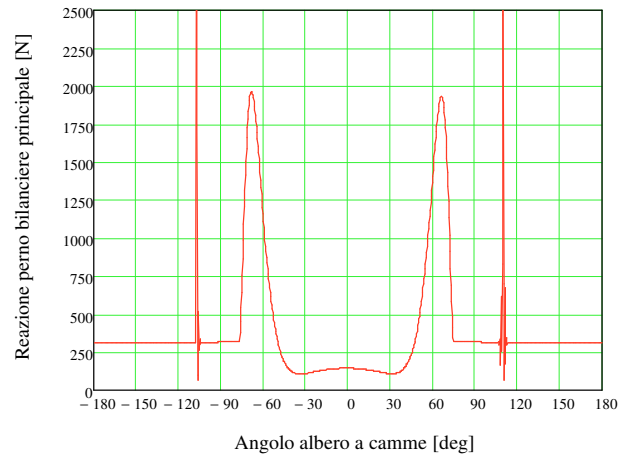


Fig. 47: Reazione del perno del bilanciere principale

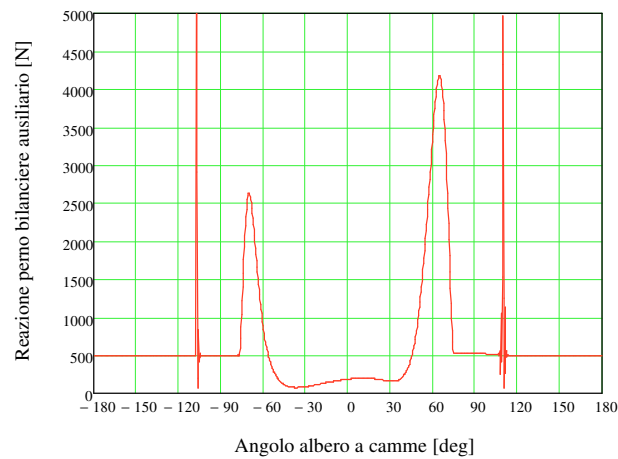


Fig. 48: Reazione del perno del bilanciere ausiliario

Al fine di stimare la potenza dissipata dal meccanismo, sono state valutate le velocità di scorrimento tra gli elementi del sistema. In particolare, nelle figure 49, 50, 51, sono riportati (sempre per una velocità di rotazione del motore pari a 9500 rpm) gli andamenti delle velocità di scorrimento: tra il pattino del bilanciere principale e la valvola; tra il pattino del bilanciere ausiliario e il dorso del bilanciere principale; tra la camma e il dorso del bilanciere ausiliario.

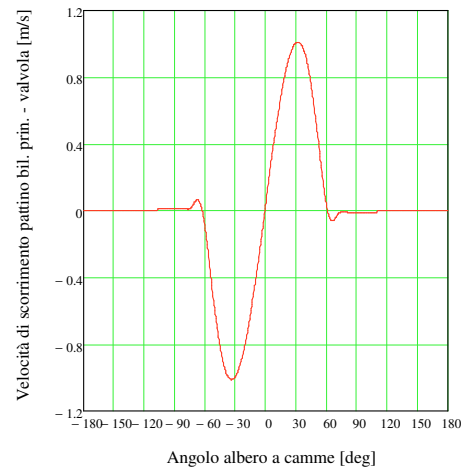


Fig. 49: Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciere principale e la valvola



Fig. 50: Velocità di scorrimento tra il pattino del bilanciere ausiliario e il dorso del bilanciere principale

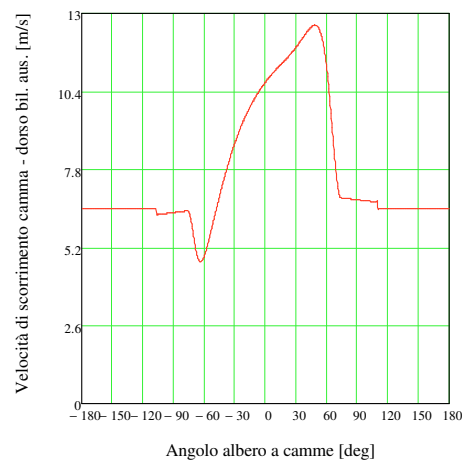


Fig. 51: Velocità di scorrimento tra la camma e il dorso del bilanciere ausiliario

A partire dalle velocità di scorrimento e dalle forze di contatto scambiate dalle coppie cinematiche, è stato possibile stimare la potenza di attrito, globale ed istantanea, assorbita dal meccanismo per l'azionamento di ciascuna valvola (si è esclusa la potenza dissipata dai supporti dell'albero a camme). Tali grandezze, riferite all'unità di coefficiente di attrito, sono riportate, per una velocità di rotazione del motore di 9500 rpm, in figura 52. Si evince che assumendo per gli organi a contatto un coefficiente di attrito medio pari a 0.04, si otterrebbe un picco di potenza dissipata pari a circa 1.7 kW ($= 42.5 \text{ kW} \times 0.04$), con una potenza globale necessaria all'azionamento di ciascuna valvola pari a circa 0.228 kW ($= 5.7 \text{ kW} \times 0.04$).

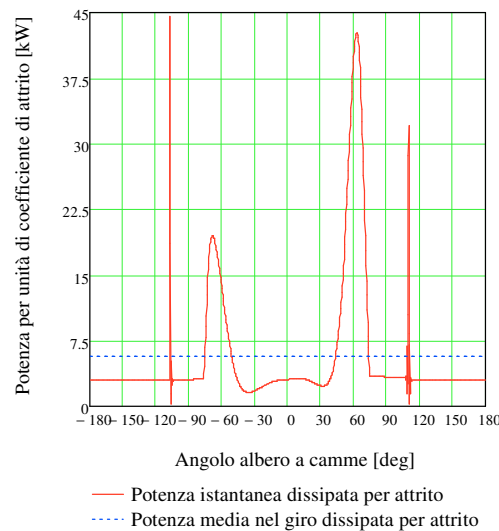


Fig. 52: Potenza istantanea e media dissipata per attrito

In figura 53, si riporta (sempre a 9500 rpm del motore), il diagramma della potenza istantanea richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola, valutata nel caso ideale di assenza di attriti (potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle).

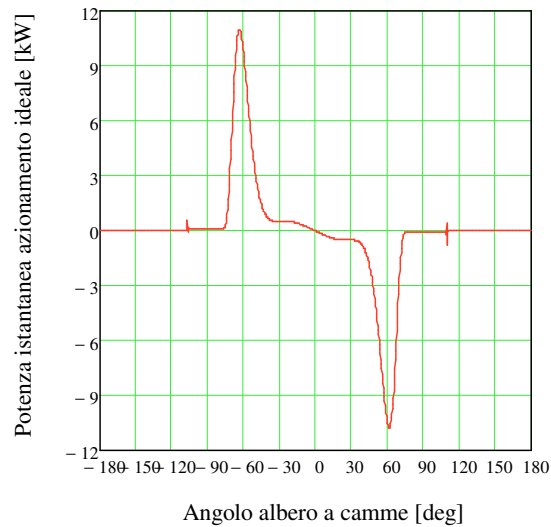


Fig. 53: Potenza istantanea richiesta per azionare una valvola, in caso ideale (assenza di attrito)

La figura 54 presenta il diagramma della potenza istantanea totale richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola (somma della potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle e della potenza dissipata per attrito), ipotizzando un coefficiente di attrito medio pari a 0.04. Poiché, in assenza di attriti, la potenza globalmente spesa in un giro dell'albero a camme per l'azionamento di ciascuna valvola è nulla (in quanto il sistema è conservativo), la potenza totale assorbita dall'azionamento nel caso reale coincide con la potenza dissipata per attrito che, come riportato in precedenza, è pari a circa 0.228 kW, nel caso in esame.

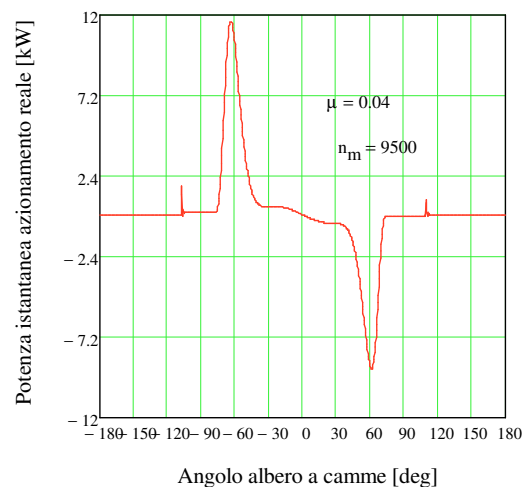


Fig. 54: Potenza istantanea richiesta per azionare una valvola, con coefficiente di attrito pari a 0.04

In figura 55, si riporta la stima della potenza reale istantanea richiesta al DC motor per l'attuazione del sistema VVA, ipotizzando un tempo complessivo, per passare dalla configurazione di massima alzata a quella di minima alzata, di circa un secondo. A tale potenza istantanea, caratterizzata da un massimo di circa 25 W, corrisponde una potenza media pari a 3.8 W ed una coppia, funzione dalla velocità del DC motor (supponendo una velocità di 1000 giri/min, la coppia massima richiesta sarebbe circa 0.242 Nm; mentre la media sarebbe circa 0.036 Nm)

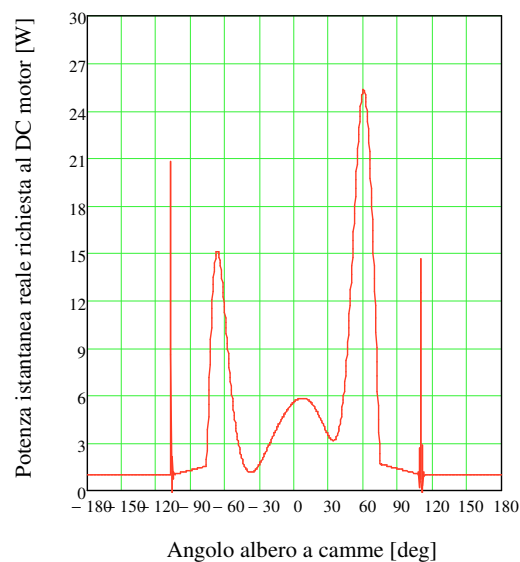


Fig. 55: Potenza reale istantanea richiesta per l'azionamento del VVA

Anche per questo secondo sistema, per validare il modello, è stata realizzata una simulazione cinematica in ambiente *Kinematics* di Catia, riproducendo le geometrie di partenza e il profilo della camma, ottenuto tramite il modello stesso. I risultati della simulazione sono stati pienamente soddisfacenti, come si può osservare dai diagrammi delle figure 56, 57, 58, in cui si riporta il confronto tra i parametri cinematici imposti nel modello (da cui si è ricavato il profilo della camma) e quelli ottenuti da simulazione (basata appunto sul profilo camma ricavato dal modello).

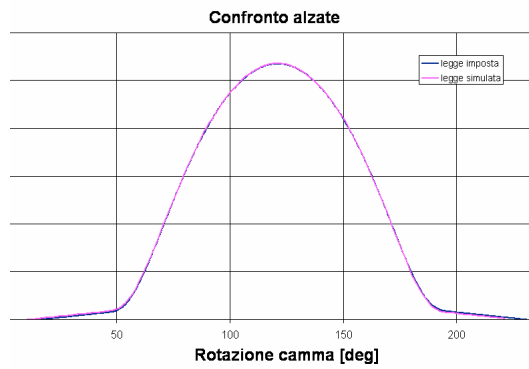


Fig. 56: Confronto tra la legge di alzata imposta e quella simulata

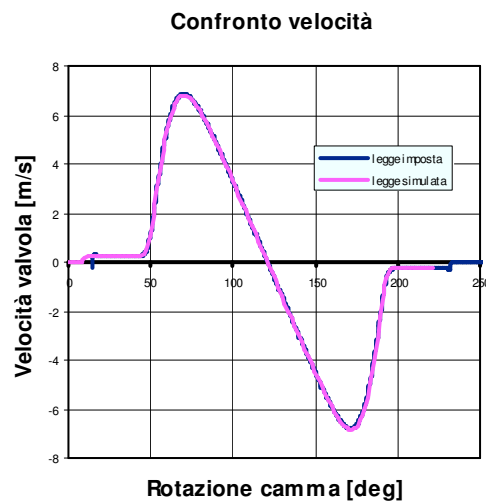


Fig. 57: Confronto tra la legge di alzata imposta e quella simulata - Velocità

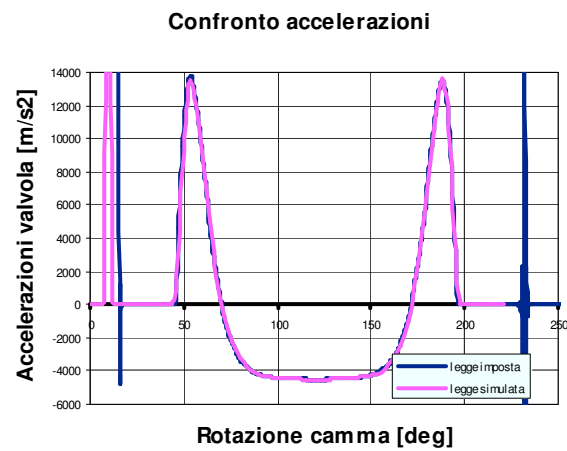


Fig. 58: Confronto tra la legge di alzata imposta e quella simulata - Accelerazione

III.4.2 Prestazioni del sistema VVA di tipo rotativo

Sono state valutate le prestazioni del sistema al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario, con un'attuazione massima di 35 gradi del VVA. I risultati di tali prove sono riportati nelle figure 59, 60, 61, valutati al regime di 9500 rpm del motore.

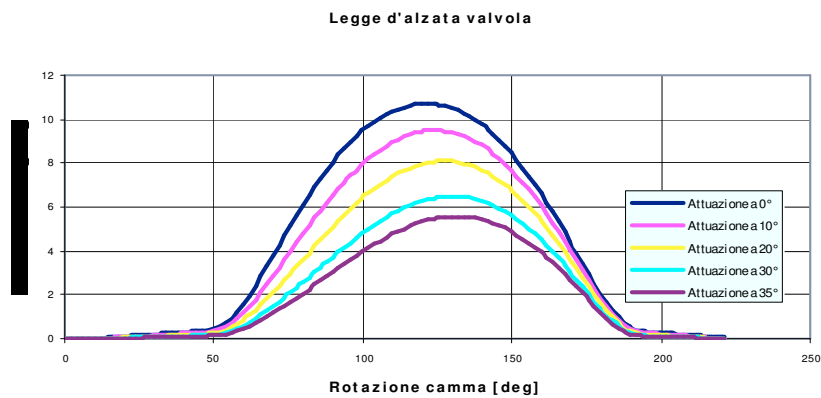


Fig. 59: Variazione dell'alzata valvola, al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario

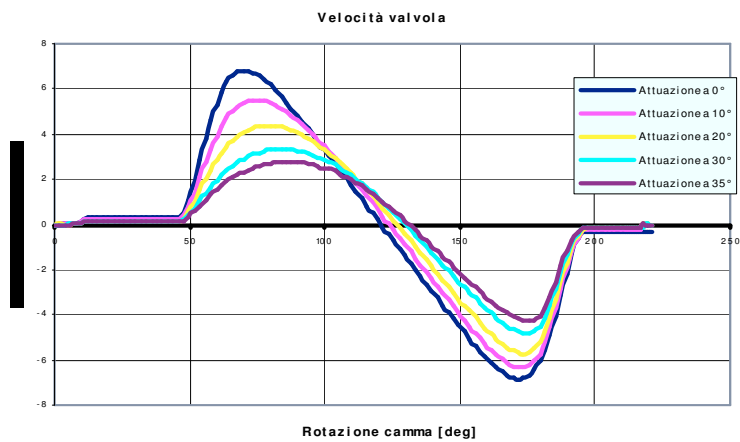


Fig. 60: Velocità della valvola, al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario

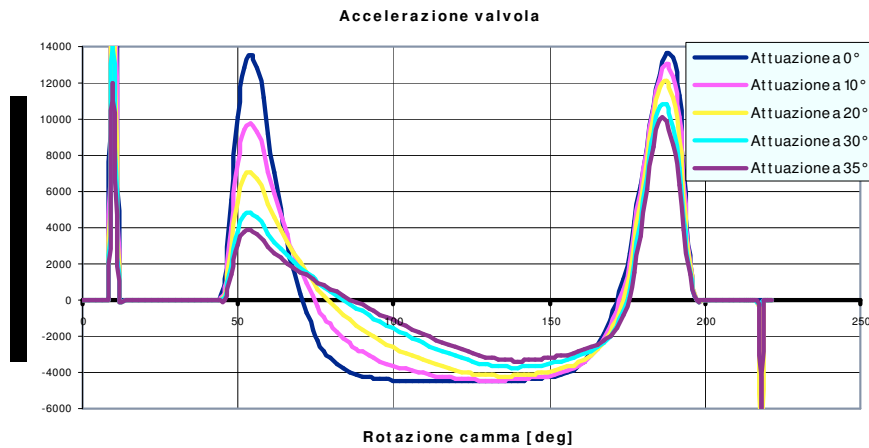


Fig. 61: Accelerazione della valvola, al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario

Nelle simulazioni, non è stato possibile superare i 35 gradi di attuazione del VVA, cui corrisponde un'alzata di 5.6 mm (l'alzata nulla si otterrebbe per un angolo di attuazione di circa 60°). Per angoli superiori, il contatto tra la camma ed il bilanciere ausiliario non avviene più lungo il pattino circolare del bilanciere ausiliario, bensì avviene lungo il corpo del bilanciere ausiliario stesso, come mostrato dalla figura 62. Tale eventualità può essere ovviata, come sarà spiegato nei prossimi paragrafi.

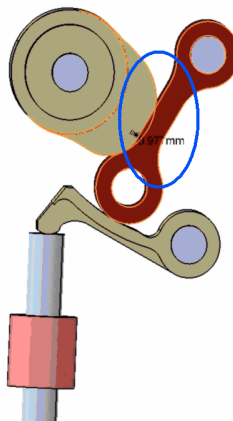


Fig. 62: Contatto lungo il corpo del bilanciere

Si è studiata la fattibilità di attuare una variazione di timing della legge di alzata, sfruttando l'eventualità che, al ridursi dell'alzata massima, aumenta l'angolo di corsa a vuoto dell'albero a camme (necessario per recuperare un prefissato gioco): ciò comporta

un aumento del ritardo all'apertura e un aumento dell'anticipo di chiusura della valvola di aspirazione, con conseguente diminuzione del timing, al ridursi dell'alzata massima.

A tal proposito, si riportano alcuni ingrandimenti delle leggi di alzata e di velocità della valvola (a 9500 rpm), nelle zone di inizio apertura (figura 63) e fine chiusura (figura 64). Da tale confronto, fissato il gioco iniziale, è possibile risalire al valore di timing ed alla velocità di impatto e di distacco tra il pattino del bilanciere principale e la valvola (la velocità di impatto non deve superare il valore di 0.3 m/s), per diversi angoli di attuazione del VVA.

Si riporta un esempio, supponendo un valore di gioco iniziale pari a 0.2 mm. Individuato, nei diagrammi di figura 65, tale valore del gioco iniziale, si ricava che il gioco viene recuperato nella configurazione di massima alzata (10.7 mm), dopo una rotazione della camma, rispetto al riferimento angolare utilizzato, pari a circa 30 gradi: a questa rotazione corrisponde una velocità di impatto pari a 0.3 m/s, che è proprio la velocità di progetto. Nella configurazione di minima alzata (5.6 mm), lo stesso gioco viene recuperato dopo una rotazione della camma di circa 53 gradi (e la velocità di impatto che ne deriva è di circa 0.6 m/s). Da quanto affermato, discende che la configurazione di minima alzata presenta un ritardo di apertura, rispetto a quella di massima alzata di circa 23 gradi (53-30). In maniera analoga, si possono utilizzare i diagrammi delle figure 66 e 67, relativi alla fase di chiusura della valvola (e alle velocità di distacco). In questo caso, risulta un anticipo di chiusura della legge di alzata minima, rispetto a quella di alzata massima, di circa 16 gradi. La variazione del timing, in particolare la diminuzione, ottenibile, passando dalla configurazione di alzata massima a quella di alzata minima, è pari a 39 gradi (23+16).

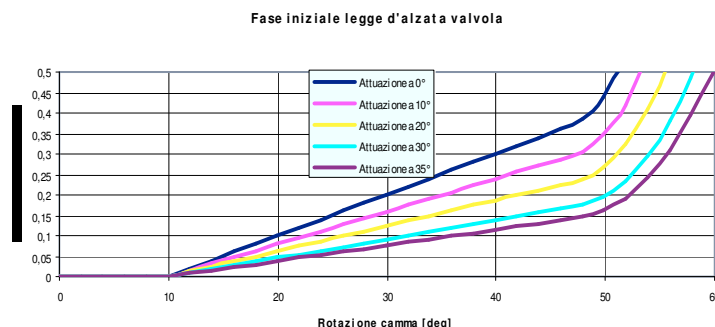


Fig. 63: Ingrandimento della legge di alzata ad inizio apertura

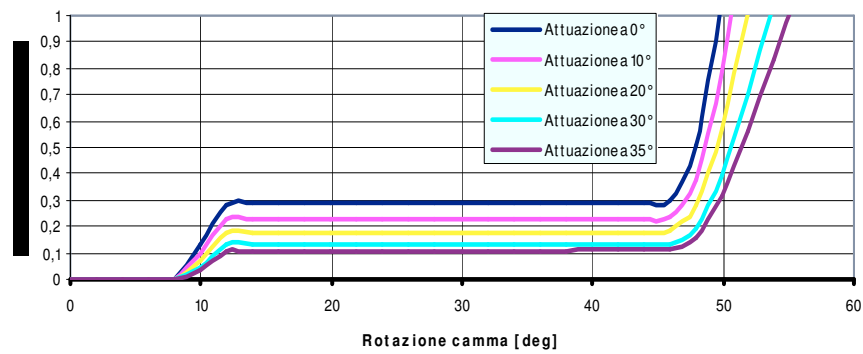


Fig. 64: Ingrandimento dell'andamento della velocità della valvola ad inizio apertura

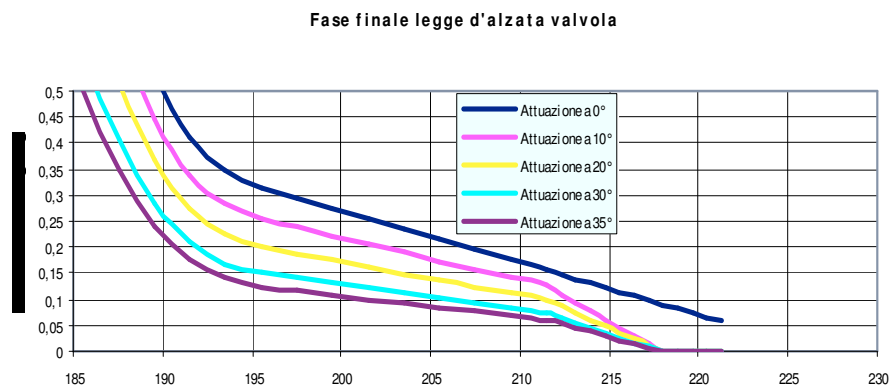


Fig. 65: Ingrandimento della legge di alzata in chiusura

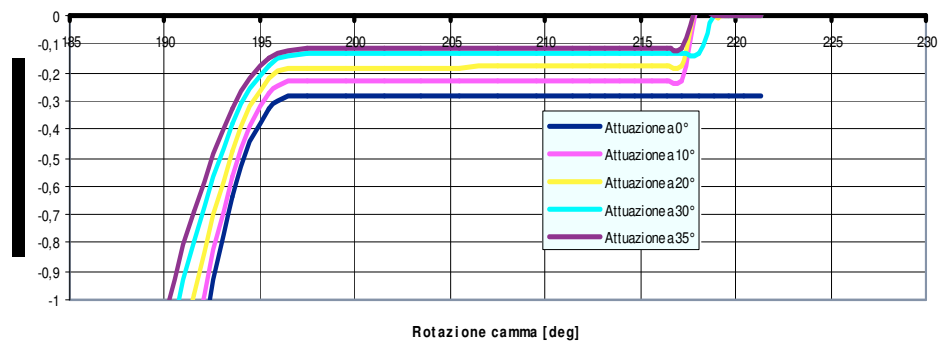


Fig. 66: Ingrandimento dell'andamento della velocità della valvola in chiusura

III.4.3 Conclusioni sul VVA di tipo rotativo

Alla luce degli studi effettuati, si può concludere che il sistema VVA di tipo “rotativo” presentato supera molti dei limiti di cui soffriva il precedente sistema del tipo a “scorrimento”, pur mantenendo indubbi vantaggi in termini di semplicità progettuale e realizzativi. Tuttavia, esso necessita di modifiche, al fine di superare alcuni inconvenienti riscontrati, quali:

- Pressioni Hertziane eccessive (ottimizzabili, agendo sui raggi di curvatura dei pattini);
- Interferenza, riscontrata per angoli di attuazione del VVA superiori ai 35 gradi;
- Eccessiva velocità di impatto, nella fase di recupero giochi (risolvibile, ad esempio, agendo sulla legge di alzata).

III.5 Studio del VVA rotativo modificato

Nello studio di seguito riportato, si sono verificate le prestazioni del sistema VVA di tipo rotativo, opportunamente modificato rispetto al sistema iniziale.

Le modifiche hanno interessato:

- Ri-profilatura dei bilancieri, al fine di eliminare il problema dell’interferenza, riscontrato tra gli elementi cinematici che componevano la precedente versione del sistema VVA rotativo.
- Inversione del senso di rotazione della camma (come esplicitamente richiesto dall’azienda).

Il principio di funzionamento e le dimensioni funzionali degli elementi del sistema sono rimaste inalterate, rispetto alla precedente versione.

Sono stati realizzati i modelli dei nuovi bilancieri riprofilati, di cui si riportano le rappresentazioni nelle figure 67 e 68. Il bilanciante principale è dotato di una scanalatura e di un pattino, con un maggior valore del raggio di curvatura. Il pattino del bilanciante ausiliario risulta costituito da un seguicamma centrale e due rulli esterni, separati da due

dischi antifrizione, al fine di rendere indipendenti gli accoppiamenti bilanciere ausiliario - camma e bilanciere ausiliario - bilanciere principale. Questa caratteristica risulta evidente dalla figura 69, nella quale si riporta il modello tridimensionale dell'intero meccanismo, con i componenti aggiornati.

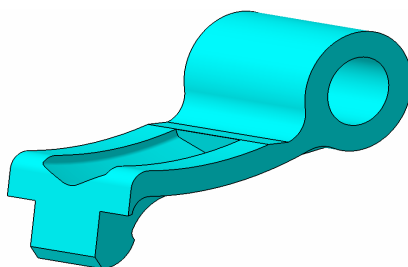


Fig. 67: Bilanciere principale con scanalatura

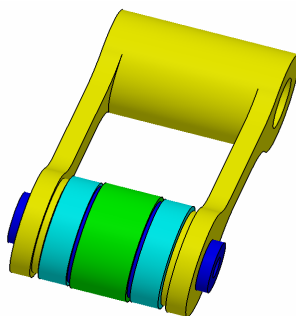


Fig. 68: Bilanciere ausiliario con seguitocamma centrale e rulli esterni

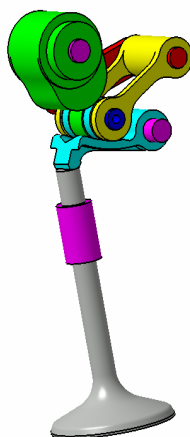


Fig. 69: Modello della distribuzione aggiornato

III.5.1 Prestazioni del VVA rotativo modificato

Per verificare le prestazioni del sistema, sono state eseguite diverse simulazioni cinematiche, al variare della posizione del fulcro del bilanciere ausiliario, con un'attuazione massima di rotazione dello stesso di 56 gradi, rispetto alla configurazione di massima alzata, cui corrisponde un'alzata massima di 0.5 mm.

I risultati di tali prove sono riportati nelle figure 70, 71, 72, valutati al regime di 9500 rpm dell'albero motore.

Nelle simulazioni, è stato possibile andare oltre i 35 gradi di attuazione del VVA (limite massimo della precedente versione), grazie alla nuova configurazione, non più affetta dal problema dell'interferenza.

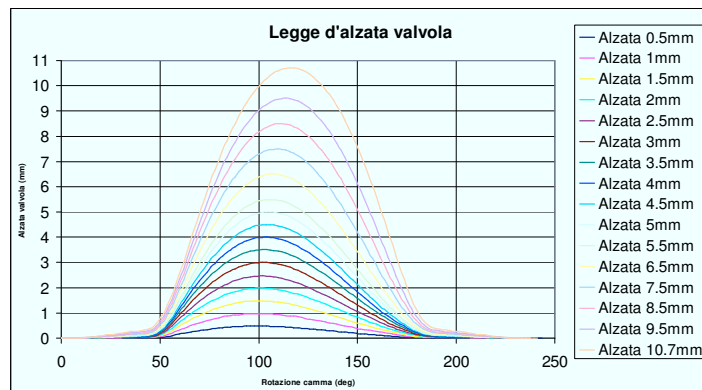


Fig. 70: Prestazione del sistema in termini di alzata valvola

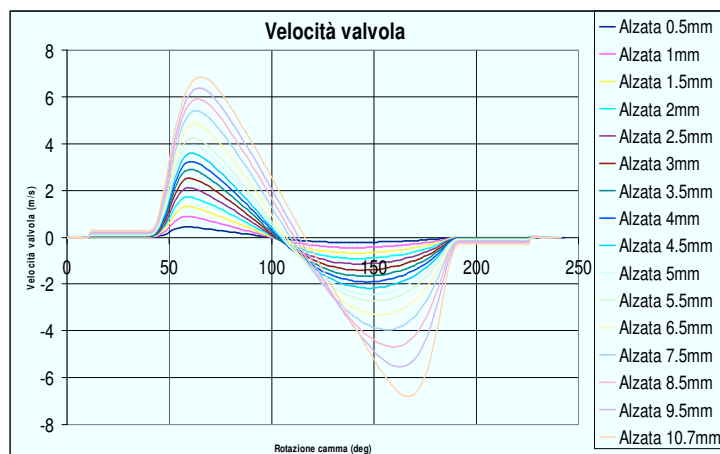


Fig. 71: Prestazione del sistema in termini di velocità della valvola

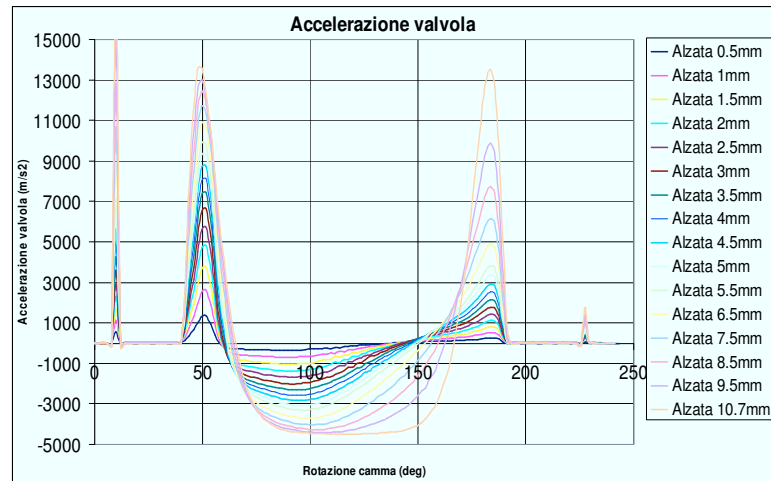


Fig. 72: Prestazione del sistema in termini di accelerazione della valvola

Si è estesa l'analisi della fattibilità di variazione di timing della legge di alzata, sfruttando l'aumento dell'angolo di corsa a vuoto dell'albero a camme, al ridursi dell'alzata massima, per recuperare un prefissato gioco.

A tal fine, si riportano alcuni ingrandimenti dei diagrammi delle leggi di alzata e di velocità della valvola (a 9500 rpm), nelle zone di inizio apertura (figure 73 e 74) e fine chiusura (figure 75 e 76). Da questo confronto, fissato il gioco iniziale, è possibile risalire al valore di timing ed alla velocità di impatto e distacco tra il pattino del bilanciere principale e la valvola (ricordando che il valore della velocità di impatto non deve superare 0.3 m/s, per tutto il campo di attuazione del VVA).

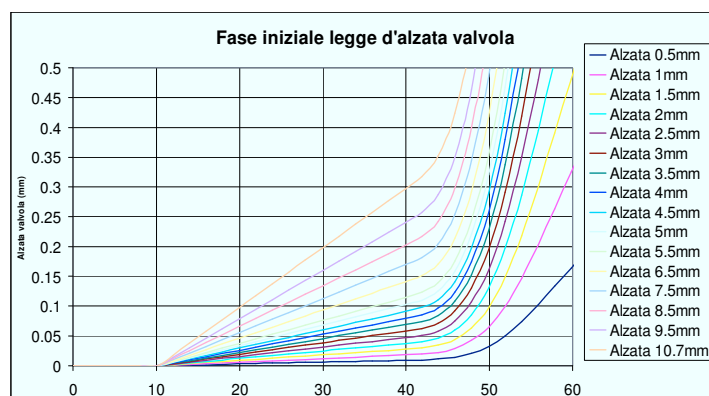


Fig. 73: Ingrandimento della legge di alzata ad inizio apertura

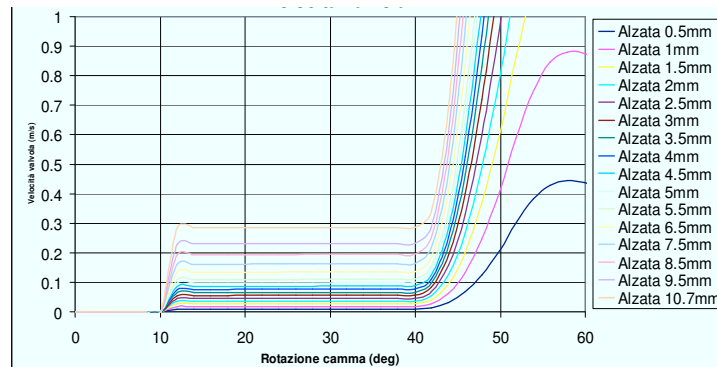


Fig. 74: Ingrandimento dell'andamento della velocità della valvola ad inizio apertura

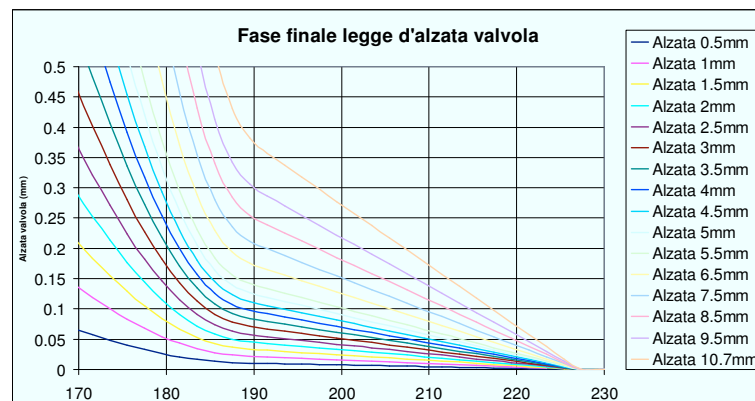


Fig. 75: Ingrandimento della legge di alzata in chiusura

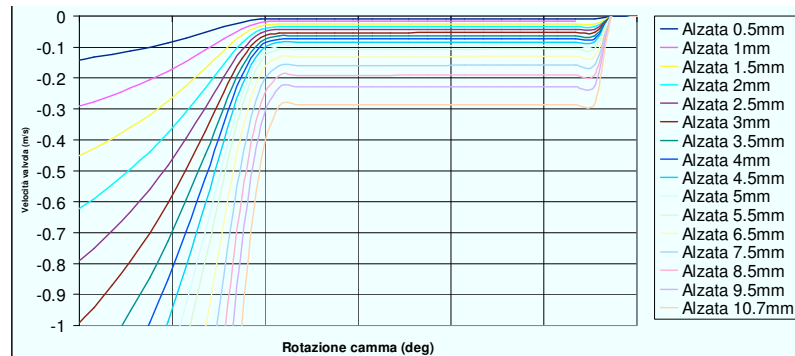


Fig. 76: Ingrandimento dell'andamento della velocità della valvola in chiusura

Un'ulteriore indagine ha riguardato la sensibilità di risposta del sistema, in termini di massima alzata valvola, al variare dell'angolo di attuazione del VVA. I risultati di tale studio sono riportati nelle figure 77 e 78, dalle quali si evidenzia una risposta crescente linearmente della sensibilità, con l'angolo di attuazione del VVA.

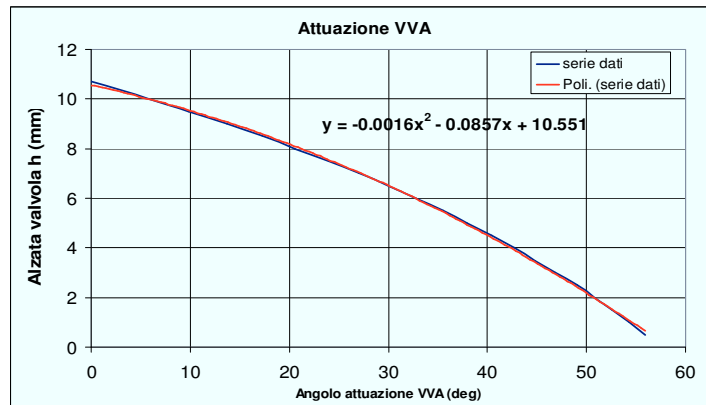


Fig. 77: Alzata valvola al variare dell'angolo di attuazione del VVA

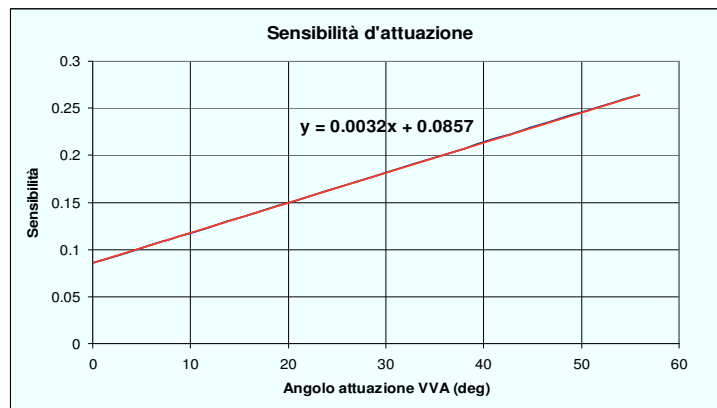


Fig. 78: Sensibilità di attuazione del VVA

Il sistema VVA di tipo rotativo, presentato nella nuova configurazione, oltre ad offrire tutti i vantaggi propri della precedente versione, non soffre dei problemi di interferenza che limitavano l'angolo di massima attuazione e la minima alzata valvola.

Una considerazione va fatta, circa la possibilità del sistema di giungere vicino ad un punto di criticità, per valori di attuazione del VVA, cui corrispondono le alzate più basse. In tali configurazioni, come si può evincere dalla figura 79, le forze di inerzia del bilanciamento ausiliario, in fase di alzata, sono tali da far ruotare lo stesso in senso antiorario e non possono che essere bilanciate da opportune molle, agenti direttamente sul bilanciamento ausiliario, tali da garantire il contatto tra il bilanciamento stesso e la camma. Tuttavia, per alzate basse, le azioni di contrasto trasmesse sul bilanciamento ausiliario dalle molle valvola hanno effetto del tutto trascurabile: ciò accade perché la loro retta di azione si avvicina sempre più al fulcro del bilanciamento ausiliario stesso, fino a coincidere con esso, nella configurazione di alzata minima.

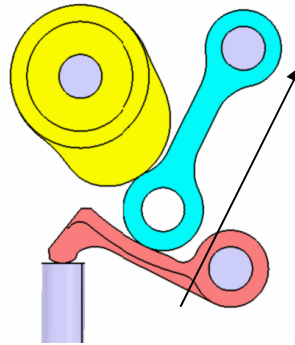


Fig. 79: Criticità in configurazione di alzata nulla

La possibilità di controllare il timing per il VVA in esame è strettamente legata alla possibilità di contenere il gioco valvola entro un ristretto gap indipendente dalle condizioni di funzionamento del motore. Il sistema di controllo del timing può funzionare efficacemente, solo se si è in grado di mantenere il gioco valvola quasi invariato, indipendentemente dalle dilatazioni termiche e dallo stato di usura dei componenti del sistema cinematico. Risulta poco verosimile che il gioco di funzionamento di un sistema di distribuzione di un motore nuovo si mantenga quasi inalterato dopo 40.000 km (chilometraggio mediamente previsto per la registrazione del sistema di distribuzione in ambito motociclistico).

Per tale motivo potrebbe risultare indispensabile utilizzare apposite punterie idrauliche opportunamente progettate, al fine di mantenere il gioco della distribuzione costante.¹³

III.5.2 Potenza dissipata

Al fine di valutare la necessità di ricorrere a sistemi di riduzione degli attriti, sia nel contatto tra camma e bilanciere ausiliario, sia in quello tra i due bilancieri, si è stimata la ripartizione di potenza totale, dissipata dal sistema di distribuzione, in condizioni di alzata massima, sui vari accoppiamenti della catena cinematica. I risultati,

¹³ L'analisi di questa condizione critica viene trattata in Appendice N.

mostrati in figura 128, si riferiscono alle tre aliquote relative al contatto fra: piattello valvola e bilanciere principale; bilanciere principale e bilanciere ausiliario; camma e bilanciere ausiliario.

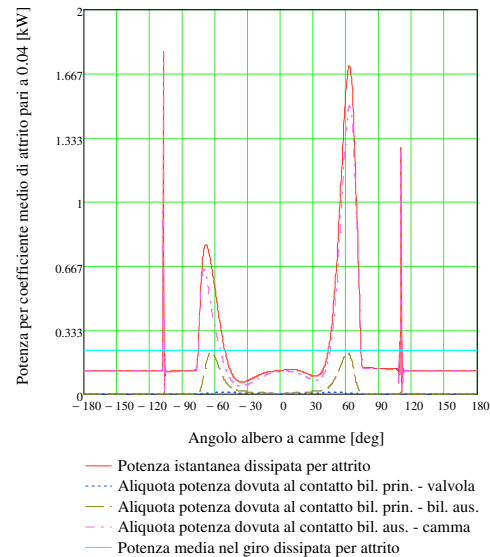


Fig. 128: Potenza dissipata sui tre accoppiamenti, in configurazione di alzata massima

Per avere a disposizione un diagramma di più facile lettura, si sono rapportate le singole aliquote alla potenza totale dissipata; successivamente, i risultati sono stati riportati, in forma percentuale (figura 129).

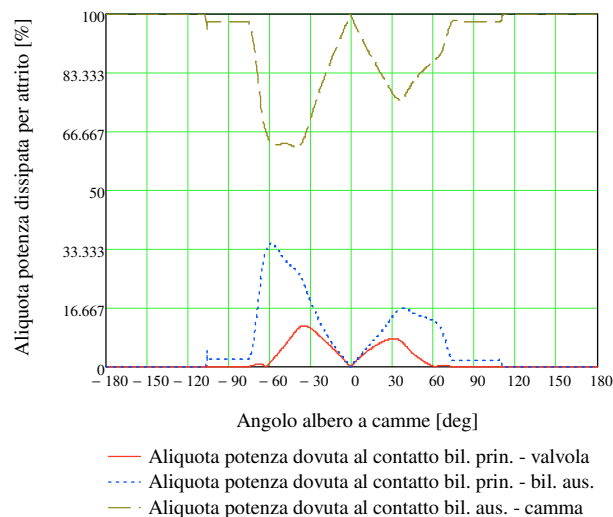


Fig. 129: Ripartizione percentuale della potenza dissipata sui vari accoppiamenti, in configurazione di alzata massima

Una lettura immediata dei valori rappresentati si ottiene dalla stima della potenza media dissipata durante l'azionamento tra gli elementi a contatto:

- accoppiamento camma - bilanciere ausiliario: 88.65%;
- accoppiamento bilanciere ausiliario - bilanciere principale: 10.12 %;
- accoppiamento bilanciere principale - piattello valvola: 1.23 %.

Risulta evidente che la frazione relativa al contatto della camma con il bilanciere ausiliario sia preponderante rispetto alle altre. Tale risultato sembra suggerire che una soluzione sufficiente, oltre che opportuna, sia quella di ricorrere ad un seguicamma a rulli, soltanto sul bilanciere a fulcro mobile (ovvero sul bilanciere ausiliario).

L'aggiunta di ulteriori seguicamma potrebbe introdurre non necessarie complicazioni al progetto. Quali conseguenze si avrebbero: l'aumento della massa dell'equipaggio del bilanciere ausiliario ed il conseguente aumento delle azioni di contatto e delle forze di attrito.

III.6 Conclusioni e sviluppi futuri

Dalle analisi condotte, risulta chiaro che i sistemi meccanici con camma sono tra i VVA meno flessibili.

A fronte di indiscussi pregi, quali la robustezza e la semplicità, essi si presentano come sistemi piuttosto rigidi nell'attuazione variabile, incapaci di controllare la contemporanea ed indipendente variazione dei tre parametri della legge di alzata.

I "3 elements systems" sviluppati rientrano in questa categoria, posizionandosi fra i variatori di alzata.

Lo studio in oggetto è stato influenzato in misura preponderante dall'esigenza di applicare il sistema ad un motore motociclistico. Per tale motivo, le principali linee guida sono state:

- Sviluppare un sistema semplice, che non comportasse eccessive modifiche al motore.
- Contenere ingombri e pesi.

In questa ottica, è stata sacrificata la completa flessibilità del VVA, a vantaggio di una minore complessità (ricordando che sarebbe sempre possibile un utilizzo combinato con un variatore continuo di fase).

Noti i limiti dei sistemi sviluppati (tipici dei variatori di alzata di questo tipo), i vantaggi si possono riassumere in:

- Semplicità
- Ridotti ingombri
- Capacità di realizzare variazioni di alzata valvola tra 10.7 mm e 0.5 mm (con i conseguenti benefici di tale strategia).

Attualmente, adoperando come strumento di calcolo l'algoritmo sviluppato, si sta studiando un sistema meccanico a camme, a "4 elementi". Dalle prime simulazioni, esso dimostra di essere in grado di abbinare alla variazione di alzata anche quella di durata.

CAPITOLO QUARTO

SISTEMA VVA ELETTROIDRAULICO

INNOVATIVO

Nel presente capitolo viene descritto un sistema di attuazione valvole innovativo per motori pluricilindrici. Si tratta di un VVA elettroidraulico, del tipo camless con molla, sviluppato presso l'Istituto Motori del CNR di Napoli, con la collaborazione del DIME, nell'ambito di un progetto di ricerca finanziato dal MIUR alla società dell'orto S.p.A. Vengono riportati i modelli simulativi ed i risultati ottenuti, relativi a due soluzioni del progetto.

IV.1 Introduzione

Questo studio si inserisce nell'ambito di una collaborazione fra il DIME, l'Istituto Motori del CNR-Napoli e la Dell'Orto S.p.A di Como, finalizzata allo studio di componentistica avanzata per motori a combustione interna.

Uno dei risultati di questo progetto di ricerca è stato lo studio, la progettazione, la realizzazione e la messa al banco di un sistema di attuazione variabile delle valvole motore, per motori pluricilindrici. Si tratta di un sistema VVA completamente flessibile, che rientra nella categoria dei sistemi elettroidraulici, del tipo camless con molla.

In questo lavoro di tesi, viene analizzato l'innovativo sistema EHVA (Electro-Hydraulic Valve Actuator), brevettato dall'azienda comasca, in due versioni: il sistema EHVA double command (dotato di due valvole elettromagnetiche di comando) ed il sistema EHVA single command (dotato di una sola servovalvola).

IV.2 Descrizione del sistema EHVA a doppio comando

In questo paragrafo, sono illustrate le caratteristiche peculiari del sistema elettroidraulico e le innovazioni proposte, rispetto al panorama tecnico attuale. Si tratta di un sistema elettroidraulico che rientra nella categoria dei sistemi camless con molla, descritti nel secondo capitolo.¹⁴

Il primo sistema sviluppato prevede due valvole di comando. Facendo riferimento allo schema di figura 1, è possibile individuare i componenti principali dell'invenzione:

- un cilindro (1);
- un pistone (2) che agisce sulla valvola motore (3);
- una sorgente di alta pressione (4), che può essere messa in comunicazione con il cilindro (1) mediante l'azionamento di una valvola semiautomatica (6), del tipo “normalmente chiusa” (di seguito, indicata anche come valvola HP);
- una sorgente di bassa pressione (5), con cui è in comunicazione il cilindro (1) e da cui viene isolata, se viene azionata la servovalvola (7), del tipo “normalmente aperta” (di seguito, indicata anche come valvola LP);
- una pompa volumetrica (8), che provvede a mantenere in pressione il circuito;
- un accumulatore a gas (9), avente la funzione di smorzare le eventuali oscillazioni di pressione della sorgente di alta.

Le due elettrovalvole (6) e (7) sono valvole semiautomatiche unidirezionali. La valvola HP (6) consente il passaggio di fluido dal rail di alta pressione (4), solo se è azionata dall'esterno; mentre lo consente automaticamente nel verso opposto, se la pressione nella camera di lavoro (1) è maggiore di quella del rail. La valvola LP (7) è unidirezionale nel verso opposto: si apre automaticamente, se la pressione nell'attuatore è minore del serbatoio di bassa pressione; mentre, se azionata, evita che del fluido fuoriesca dal cilindro (1).

¹⁴ Per la descrizione del modello utilizzato per lo studio del sistema elettroidraulico, si rimanda all'Appendice O

Il funzionamento del dispositivo prevede che, qualora vengano eccitate le elettrovalvole (6) e (7), il cilindro (1) entri in comunicazione con il rail di alta pressione (4) e venga contemporaneamente isolato dalla sorgente di bassa pressione. In tal modo, la pressione regnante in suddetto volume di controllo (1) raggiunge livelli, tali da vincere il precarico della molla (che mantiene chiusa la valvola motore (3) sulla propria sede), e consentire l'apertura della valvola motore (3). Il valore di alzata massima raggiunta dalla valvola può essere regolato, agendo sui tempi di apertura della elettrovalvola (6). La chiusura della valvola motore (3) è resa possibile mediante il diseccitamento dell'elettrovalvola (6), che risulta normalmente chiusa, se non eccitata, e il diseccitamento della (7), che è aperta se non azionata. In tal modo, viene messo in comunicazione il volume di controllo con il serbatoio a bassa pressione e, contemporaneamente, viene esclusa la sorgente di alta pressione. Ciò determina una brusca caduta di pressione nella camera di lavoro (1), che consente alla valvola motore di chiudersi.

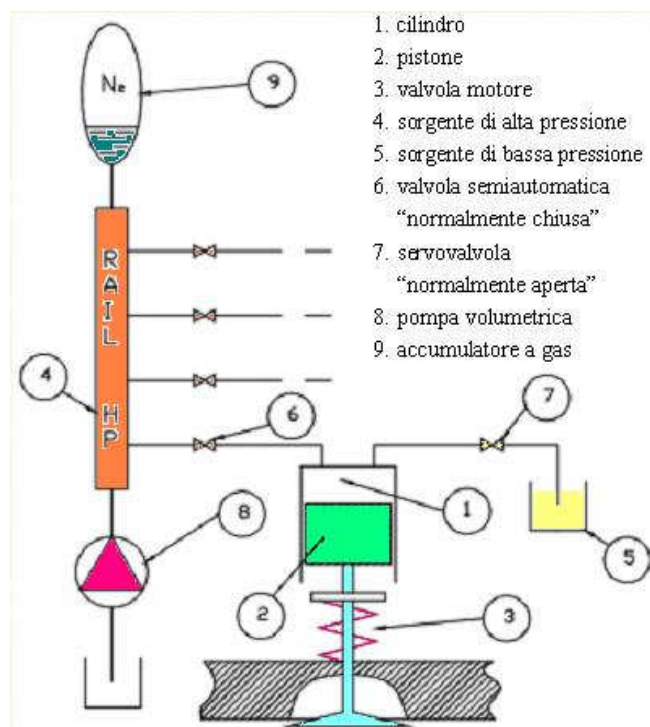


Fig. 1: Schema di principio del sistema

In figura 2, viene illustrata la vista tridimensionale dell'attuatore singolo, nella quale si notano i due cilindretti, corrispondenti agli alloggiamenti delle valvole di alta e di bassa pressione. L'attuatore ha un'altezza contenuta e quindi non presenta grossi problemi di ingombro nell'integrazione su un motore. In figura 3, si riporta una possibile configurazione costruttiva completa del sistema, su un motore 4 cilindri con 16 valvole.

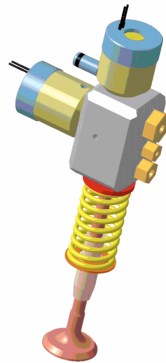


Fig. 2: Attuatore elettroidraulico singolo

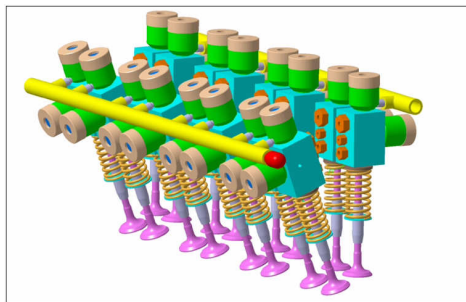


Fig. 3: Possibile disposizione del sistema su un motore 4 cilindri con 16 valvole

IV.3 Gestione delle corse di apertura e chiusura della valvola motore

Le fasi caratteristiche della gestione di alzata della valvola motore sono le stesse individuate nel secondo capitolo, per un sistema elettroidraulico camless; tuttavia le modalità di esecuzione (illustrate in figura 4) sono differenti.

Il tratto 1 della curva dell'alzata è la parte della fase di apertura della valvola motore in cui si ha un'accelerazione crescente. Nel successivo tratto 2, la corsa di apertura della valvola motore continua, ma si ha una decelerazione. La fase 3 è l'holding della valvola motore, in cui si mantiene circa costante l'alzata. Nel tratto 4, invece, inizia la corsa di chiusura della valvola motore, con un'accelerazione crescente. Infine, nel tratto 5 si ha il completamento della corsa di chiusura, con una decelerazione.

Nei paragrafi che seguono, vengono illustrate nel dettaglio le cinque fasi caratteristiche della legge di alzata valvola. La descrizione fa riferimento alla figura 4, in cui sono rappresentati gli andamenti (in funzione del tempo) di:

- Alzata della valvola motore
- Segnali di comando alle elettrovalvole
- Alzate effettive delle elettrovalvole

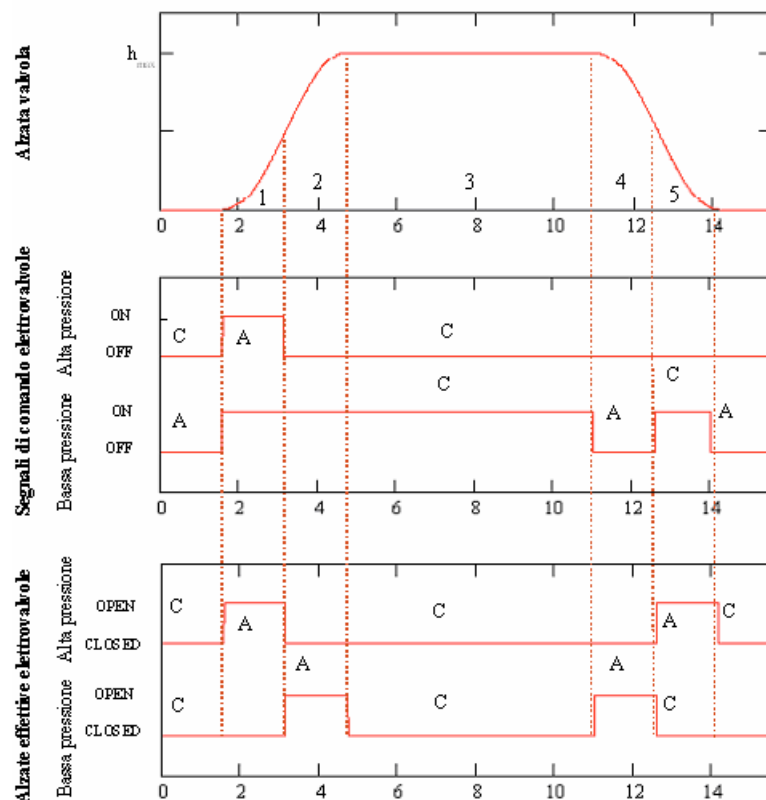


Fig. 4: Gestione delle corse di apertura e chiusura della valvola motore

IV.3.1 Fase di apertura: accelerazione

Lo stato iniziale è a valvola motore chiusa. Facendo riferimento alla figura 4 (tratto 0 e tratto 1), in tale condizione la valvola di alta pressione risulta chiusa (diseccitata) e quella di bassa pressione (d'ora in poi indicata anche come valvola LP) è aperta (diseccitata). In tal modo, la camera di lavoro viene isolata dalla sorgente di alta pressione e messa in comunicazione con quella di bassa. Eccitando la (6) e la (7) contemporaneamente, il rail di alta pressione viene messo in comunicazione con la camera di lavoro (1) dell'attuatore, mentre il serbatoio di bassa pressione viene escluso. La valvola motore, sotto l'azione della forza di pressione, parte dalla propria sede con velocità nulla e accelerazione diversa da zero. La sua velocità inizia a crescere, finché la sua energia cinetica non raggiunge un valore massimo, a circa metà corsa di apertura. A partire da tale condizione, in cui l'accelerazione è nulla, inizia la successiva fase in cui la valvola deve essere frenata.

IV.3.2 Fase di apertura: decelerazione

La valvola possiede una certa energia cinetica, che è necessario in qualche modo annullare, per giungere al valore di alzata massima con velocità nulla (tratto 2 di figura 4). Nel sistema con albero a camme, è la molla elicoidale che frena la valvola e la mantiene a contatto con la camma. Nei sistemi elettroidraulici camless della tecnica nota, la decelerazione non avviene con le stesse modalità: la valvola motore viene bruscamente frenata, mediante la chiusura di entrambe le valvole di alta e bassa pressione. Ciò determina delle forti oscillazioni di pressione, che vengono dissipate sotto forma di calore. Il presente sistema invece, per frenare la valvola motore, si avvale del fatto che le due elettrovalvole sono valvole semiautomatiche. Verso metà corsa di apertura, la elettrovalvola HP viene diseccitata e si chiude, mentre la LP è ancora chiusa; poiché la valvola motore possiede ancora tutta l'energia cinetica acquisita nella prima metà della corsa di apertura, si ha un aumento di volume nel cilindro, non associato ad ingresso di olio nella camera di lavoro dell'attuatore. Ciò determina una

diminuzione di pressione nel volume (1) di figura 4. Quando tale pressione scende al di sotto del livello di pressione del serbatoio di bassa, essendo la LP una valvola semiautomatica, essa si apre e permette all'olio di fluire dal serbatoio di bassa alla camera dell'attuatore. In tal modo, si ha un ingresso di olio, non dal lato alta pressione ma, in modo spontaneo, dal serbatoio di bassa. In questa fase, all'interno del volume di lavoro (1), regna una pressione di poco inferiore a quella del rail di bassa pressione (5) e, pertanto, sotto l'azione della molla, la valvola motore viene frenata e raggiunge il suo valore di alzata massima con velocità nulla. A differenza di quanto accade in altri sistemi elettroidraulici camless della tecnica nota (come esposto nel secondo capitolo), in questo caso, la decelerazione non avviene dissipando tutta l'energia della valvola, ma utilizzandola per comprimere la molla. Raggiunto il valore massimo di alzata, la valvola arresta il suo moto e inizia a comprimere l'olio presente nell'attuatore.

In tal modo:

- Si riduce il rischio di fenomeni di cavitazione, in quanto l'aumento di volume è associato ad ingresso di olio nell'attuatore, grazie al fatto che la valvola LP è semiautomatica.
- Circa metà del volume di lavoro viene riempito, non utilizzando l'olio del rail di alta, ma aspirandolo dal serbatoio di bassa pressione.

L'ultimo aspetto è di particolare rilevanza dal punto di vista energetico perché, nel sistema in oggetto, la quantità di olio necessaria all'apertura della valvola (pari alla cilindrata spazzata dal pistone (2)) viene in parte attinta nel rail di alta a spese della pompa, ma in parte viene aspirata dal serbatoio di bassa, senza alcun costo energetico per il sistema.

IV.3.3 Fase di holding

L'holding è la fase in cui (tratto 3 di figura 4), con elettrovalvole entrambe chiuse, la valvola motore viene mantenuta aperta intorno alla sua posizione di alzata massima. In tale condizione, è possibile che la valvola abbia ancora una certa energia

cinetica residua che la farà oscillare, ma solo lievemente, finché le oscillazioni non saranno totalmente smorzate.

IV.3.4 Fase di chiusura: accelerazione

Per realizzare la chiusura della valvola motore, entrambe le elettrovalvole HP e LP vengono diseccitate (tratto 4 di figura 4). Essendo, infatti, la HP normalmente chiusa e la LP normalmente aperta, la camera di lavoro dell'attuatore viene isolata dall'alta pressione e messa in comunicazione con il serbatoio di bassa. La molla elicoidale ha, in questa fase, il compito di accelerare la valvola motore, fino a circa metà corsa di chiusura, punto in cui la valvola deve essere frenata. In tal caso, l'energia elastica precedentemente accumulata in fase di decelerazione dalla molla, viene riconvertita in energia cinetica.

IV.3.5 Fase di chiusura: decelerazione

La decelerazione della valvola motore (tratto 5 di figura 4) viene effettuata, sfruttando la caratteristica di valvola unidirezionale semiautomatica della servovalvola HP. A circa metà corsa di chiusura, viene azionata la valvola LP: il volume di controllo dell'attuatore risulta isolato dal serbatoio di bassa pressione. Nel moto di avvicinamento alla propria sede, la valvola motore determina una compressione dell'olio nella camera dell'attuatore. Quando la pressione supera quella presente nel rail di alta, automaticamente la valvola HP si apre e reintegra olio nel rail suddetto. In tal modo, l'energia (che altrimenti verrebbe dissipata in urti della valvola sulla propria sede e onde di pressione) viene convertita in energia di pressione, utile per i cicli successivi. Si ottiene un ulteriore recupero energetico, non presente in altri sistemi della tecnica nota.

Nel caso ideale di assenza di perdite per trafilamento ed attrito, la valvola motore dovrebbe “ripompare” nel rail di alta tutto il fluido che in precedenza ha aspirato dal serbatoio di bassa (pari a metà corsa di apertura della valvola). Pertanto, il lavoro

richiesto alla pompa dovrebbe essere solo quello relativo al reintegro delle perdite viscosi, di attrito ed aerodinamiche (sulla valvola motore).

IV.4 Regolazione del sistema

Come riportato in figura 4, ad ogni fase della legge di alzata della valvola motore, corrisponde un segnale elettrico, che comanda l'apertura della valvola di alta pressione o la chiusura di quella di bassa. Tuttavia, come si può osservare dagli ultimi due diagrammi della stessa figura (in cui sono rappresentate anche le leggi di apertura delle elettrovalvole), non vi è corrispondenza biunivoca tra segnale di comando e apertura o chiusura della servovalvola. Ciò è dovuto al fatto che le due servovalvole, essendo semiautomatiche, si aprono spontaneamente, nei casi in cui i gradienti di pressione raggiungono determinati valori. Le aperture o chiusure, non associate ad alcun segnale elettrico, sono quelle relative alle aperture “automatiche” delle servovalvole, in fase di apertura e chiusura della valvola motore (quando avviene il recupero energetico, di cui si è parlato nei paragrafi precedenti).

IV.4.1 Esclusione ciclica di una valvola

Il sistema EHVA, per la sua peculiarità di sistema elettroidraulico camless, può essere utilizzato come attuatore della singola valvola. Pertanto, potendo gestire le valvole indipendentemente l'una dall'altra, la strategia di esclusione ciclica è possibile.

IV.4.2 Variazione della fase

La variazione di fase è attuabile con questo VVA, agendo sui tempi di intervento delle elettrovalvole HP e LP: in tal modo, è possibile anticipare o ritardare gli istanti di apertura e/o di chiusura della valvola motore.

IV.4.3 Variazione della durata

Regolando la fase di “holding” (fase 3 di figura 4), si può variare la durata angolare della legge di apertura.

IV.4.4 Variazione dell'alzata

Per regolare l'alzata massima della valvola, è possibile variare la quantità di fluido che entra nella camera di lavoro dell'attuatore.

La massa di fluido di densità ρ che, sotto una differenza di pressione, fluisce attraverso una sezione di passaggio A in un tempo Δt è data da:

$$M = \varphi \cdot A \cdot \sqrt{2\rho\Delta P} \cdot \Delta t ,$$

essendo φ il coefficiente di efflusso.

E' possibile variare la massa di olio entrante nella camera di lavoro in due modi: variando il tempo per l'efflusso di olio dal rail di alta pressione alla camera di lavoro, senza variare la pressione massima del rail, come rappresentato in figura 5;. oppure, a parità di tempo di efflusso, variando il livello di pressione nel rail di alta, come accade in figura 6.

La variazione di alzata massima della valvola motore è dunque realizzabile seguendo due differenti strategie:

- Agire sui tempi di apertura della servovalvola HP (figura 5), mantenendo costante la pressione nel rail.
- Modulare il livello di pressione presente nel rail, senza variare la durata dell'apertura della valvola HP (figura 6).

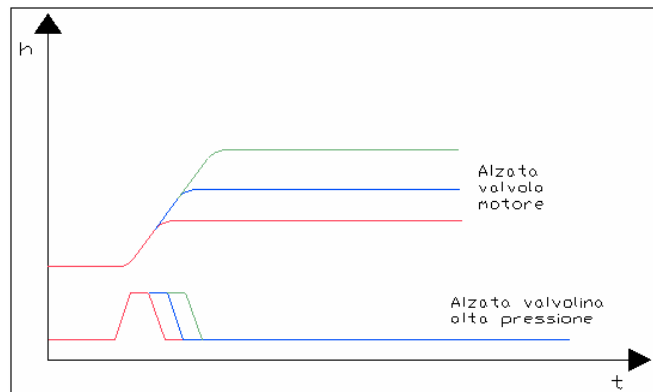


Fig. 5: Regolazione dell'alzata a pressione costante e tempi di apertura della servovalvola differenti

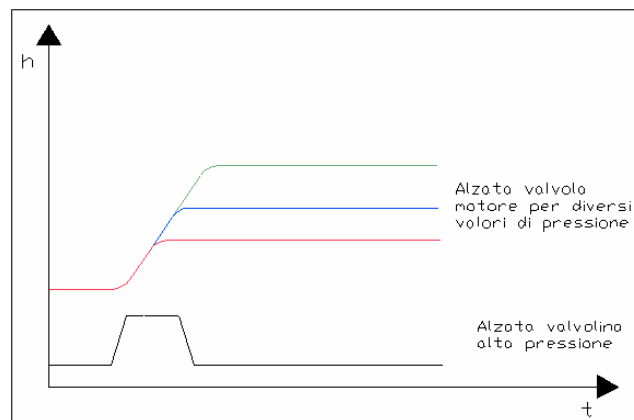


Fig. 6: Regolazione dell'alzata valvola variando la pressione nel rail

IV.5 Funzionamento delle elettrovalvole

In un sistema di attuazione elettroidraulico, come quello in oggetto, è fondamentale riuscire a dosare opportunamente le portate di olio in ingresso (dalla linea di alta pressione) e in uscita (verso quella di bassa) del comando valvola, al fine di modulare la pressione all'interno dello stesso, per ottenere le leggi di alzata valvola desiderate.

Relativamente alle valvole necessarie al comando, sono state fatte diverse ipotesi.

Inizialmente, si è pensato di realizzare la regolazione delle portate, con valvole a comando puramente elettromagnetico. E' stata condotta un'analisi sul tipo di

elettrovalvola, che potesse soddisfare le particolari esigenze necessarie al circuito elettroidraulico.

Una prima ipotesi è stata una semplice valvola a spillo conico su sede conica, inserita tra il comando valvola ed il circuito, azionata da un elettromagnete. Tale soluzione è stata scartata, a causa delle alte forze di pressione, agenti direttamente sull'elemento mobile e delle rilevanti alzata richieste per lo spillo.

In seguito, è stata valutata l'ipotesi di utilizzare valvole a “cassetto”, per le quali sono state analizzate diverse geometrie. Queste valvole hanno il vantaggio di “scaricare” le elevate forze di pressione, sui vincoli dell'elemento mobile; tuttavia, esse presentano problemi di tenuta, per risolvere i quali sono richieste sofisticate e costose lavorazioni. Analoghe problematiche sono state riscontrate anche nel caso di valvole di tipo rotativo.

Per superare i limiti di un'attuazione puramente elettromagnetica, si è pensato di ricorrere ad una valvola costituita da due stadi:

- Stadio idraulico (a “sbilanciamento di pressione”);
- Stadio elettromagnetico.

Lo stadio idraulico (comandato da quello elettromagnetico) è un amplificatore di potenza per lo stadio elettromagnetico. Tale soluzione non soffre dei problemi sopra citati e consente di ottenere dei tempi di azionamento adeguati alle esigenze del sistema di attuazione elettroidraulico.

IV.5.1 Elettrovalvola di alta pressione

Alla servovalvola di alta pressione sono richiesti i seguenti requisiti funzionali:

- In condizioni di diseccitamento, la servovalvola è normalmente chiusa.
- La servovalvola, anche se diseccitata, si apre automaticamente, se la pressione nella camera di lavoro supera la pressione nel rail.
- Grande rapidità di azionamento.
- Basso consumo energetico.

Tali requisiti si traducono nelle caratteristiche strutturali illustrate in figura 7, in cui è possibile osservare un sezione della valvola di alta pressione.

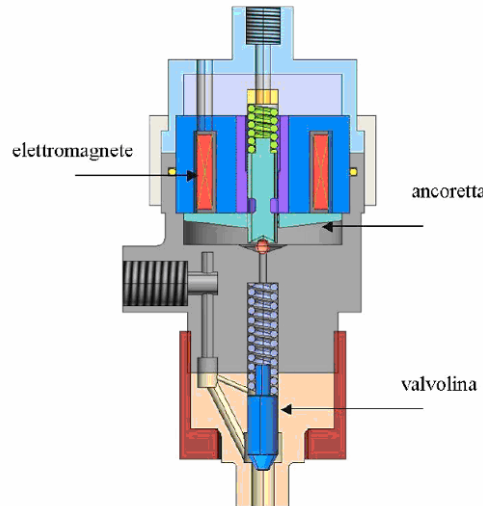


Fig. 7: Sezione della valvola di alta pressione

Stadio idraulico

Un condotto mette in comunicazione la servovalvola con il cilindro, che costituisce la camera di lavoro dell'attuatore. Il fluido ad alta pressione giunge alla valvola attraverso tale condotto. Il flusso si ripartisce attraverso due rami: uno arriva al di sopra dell'otturatore (in blu in figura 7) e l'altro giunge in corrispondenza della superficie conica dell'otturatore, in basso. Attraverso quest'ultimo condotto, il fluido di lavoro perviene in un volume anulare, delimitato dall'otturatore mobile, quando è chiuso sulla sede del condotto (volume V_2 di figura 8). Il fluido arriva anche nella parte superiore dell'otturatore, attraverso l'altro ramo (volume V_1 di figura 8). Nella condizione rappresentata in figura, una sfera (arancione) viene premuta sulla sede conica del condotto superiore, dall'ancoretta di materiale magnetico, sotto l'azione della sola molla elicoidale di contrasto, in quanto l'elettromagnete non è eccitato.

Lo stadio idraulico della valvola è composto da un ugello e da una valvolina, sulla quale agiscono tre forze:

- La forza elastica F_e , rivolta nella direzione di chiusura, dovuta alla molla che agisce sulla valvola; questa forza garantisce la tenuta quando la pressione di linea cade; inoltre, permette la diminuzione dei tempi di chiusura.

- La forza di pressione F_c , che agisce nella direzione di chiusura, dovuta alla pressione dell'olio applicata sull'area superiore della valvola.
- La forza di pressione F_a , rivolta nella direzione di apertura, dovuta alla pressione dell'olio presente a valle della valvolina.

L'equilibrio della valvola dipende dal bilancio di queste tre forze. Quando l'ancoretta non è eccitata, le pressioni nel volume di alimentazione (V_1) e nel volume di controllo (V_2) sono identiche e pari alla pressione di linea; in tali condizioni risulta:

$$F_c + F_e > F_a \quad (\text{ugello chiuso}).$$

Viceversa, affinché avvenga l'apertura della valvolina, è necessario che la pressione nel volume V_2 diminuisca, fino a quando non si verifica che:

$$F_c + F_e < F_a \quad (\text{ugello aperto}).$$

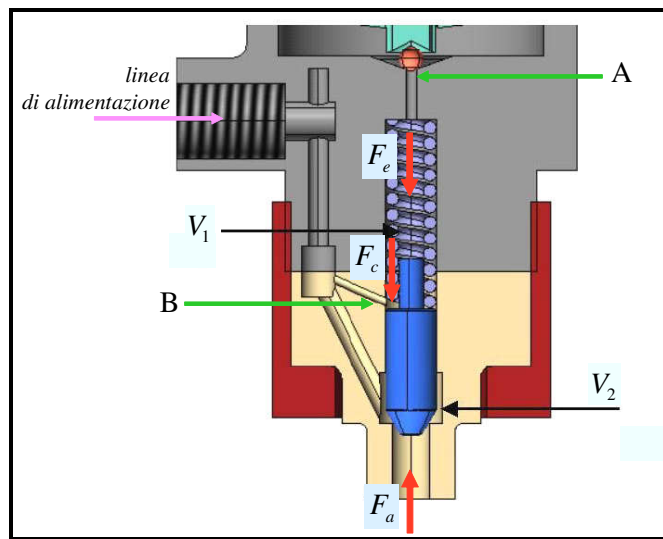


Fig. 8: Stadio idraulico dell'elettrovalvola

Nella condizione rappresentata in figura 8, una risultante diretta verso il basso mantiene chiuso l'otturatore sulla sede conica del condotto, che porta all'attuatore. L'elettrovalvola HP risulta chiusa ed il fluido proveniente dal rail di alta pressione non può raggiungere il volume dell'attuatore. Quando l'elettromagnete viene eccitato,

l'ancoretta viene attratta verso l'alto, e la molla elicoidale (agente sull'ancoretta stessa) viene compressa. In tal modo, cessa il carico sulla sfera: il condotto superiore viene scoperto dalla pressione del volume V_1 .

Attraverso i condotti posti al di sopra dell'ancoretta, il volume V_1 è in comunicazione con la pressione ambiente: appena la sfera scopre il condotto, nel volume V_1 , vi è una brusca caduta di pressione. In tal modo, al di sopra dell'otturatore, si stabilisce una pressione intermedia, tra quella ambiente e quella regnante nel rail di alta. L'otturatore viene spinto contro il fine-corsa presente nel volume superiore V_1 ed il condotto che porta all'attuatore può essere scoperto, permettendo all'olio ad alta pressione di raggiungere il volume di lavoro dell'attuatore. Il foro B (evidenziato in figura 8), che regola l'accesso al volume V_1 , viene parzialmente coperto dall'otturatore.

Tale soluzione aiuta a velocizzare la fase di apertura della valvola. Infatti, appena si desidera aprire l'otturatore, è sufficiente eccitare il magnete: l'ancoretta, soggetta alla forza elettromagnetica, viene spinta verso l'alto. Il condotto superiore viene aperto e si instaurano le condizioni sopra descritte. Essendo il foro di accesso B al volume V_1 parzialmente occluso, si determina una perdita di carico attraverso di esso: questa perdita provoca una riduzione di pressione nel volume superiore, più velocemente che se fosse tutto aperto, velocizzando l'apertura dell'otturatore. La molla elicoidale, che preme sull'otturatore, oltre a rendere più veloce la fase di chiusura dell'otturatore, permette (regolando il suo precarico), di definire il massimo valore di pressione differenziale, al di sotto del quale l'otturatore resta sempre chiuso, se non viene eccitato il magnete. Tale proprietà del sistema viene sfruttata per utilizzare la stessa elettrovalvola come valvola automatica unidirezionale, nel verso che va dal volume dell'attuatore al rail di alta pressione. Se la pressione nel volume dell'attuatore raggiunge valori molto elevati, eccedenti la pressione del rail di una quantità ben definita, sull'otturatore agisce una forza di pressione attraverso il condotto di interconnessione. In tal modo, il bilancio di forze sull'otturatore viene modificato: si origina una forza risultante, diretta verso l'alto, che fa risalire l'otturatore, consentendo il passaggio di fluido dalla camera di lavoro al rail di alta pressione.

L'apertura e la chiusura dell'elettrovalvola avvengono, grazie ad uno scompenso di pressione tra la parte inferiore e la parte superiore dell'otturatore. L'elettromagnete

ha solo il compito di indurre tale scompenso. Per questo motivo, l'elettrovalvola è da vedersi come una servovalvola, in cui l'apertura è comandata dal magnete, ma viene effettuata da un fluido in pressione. Il magnete deve esercitare solo la forza per vincere il precarico della molla, che tiene chiusa la sfera sul condotto. Tale precarico è definito in modo tale da superare la forza, che la pressione del rail di alta esercita su detta sfera, tramite il foro calibrato A. Essendo tale condotto di sezione molto piccola, anche se la pressione nel rail è molto elevata, la forza risultante è piccola ed il precarico della molla è basso. Di conseguenza, l'energia richiesta all'elettromagnete risulta modesta. Tale energia consente di indurre degli squilibri di pressione, che permettono l'apertura della valvola, anche contro carichi elevati. Inoltre, con questo sistema, è possibile ottenere tempi di apertura molto rapidi, anche con corse relativamente grandi, quindi con sezioni scoperte notevoli. La servovalvola permette di ottenere un sistema molto veloce, ma che richiede un modesto consumo energetico.

La figura 9 mostra la valvola di comando di alta pressione, in sezione, in vista tridimensionale e in esploso.

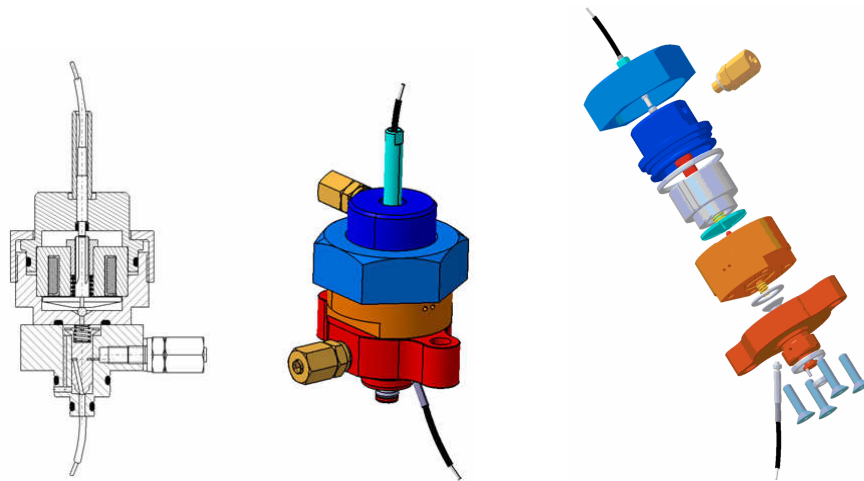


Fig. 9: Viste della valvola di comando di alta pressione

Stadio elettromagnetico

Lo stadio elettromagnetico di comando (mostrato in figura 10) ha il compito di azionare l'elemento di tenuta, previsto per il controllo della pressione presente nel volume V_1 . Esso determina l'inizio e la durata dell'introduzione dell'olio, da parte dell'elettrovalvola.

La pressione al di sopra della valvolina è controllata dall'apertura e dalla chiusura del foro A, da parte di un otturatore a sfera, su cui agisce l'ancoretta mobile dell'elettromagnete.

L'elettromagnete è un elemento fondamentale nella determinazione delle prestazioni dell'intero sistema di attuazione: tempi di risposta troppo elevati potrebbero rendere inadeguato il sistema di attuazione nella realizzazione di piccole alzate valvola.¹⁵

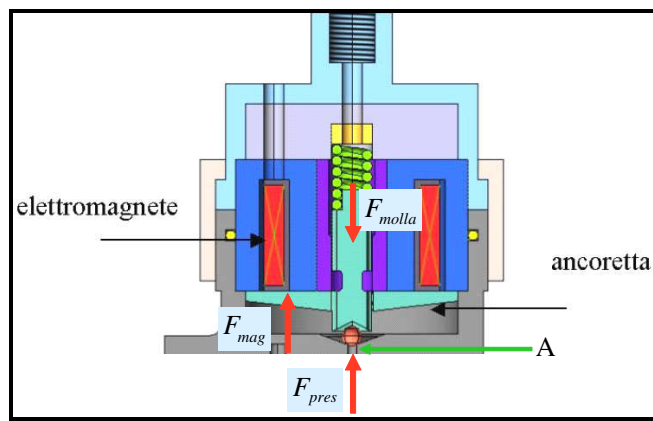


Fig. 10: Elettromagnete di comando

In condizioni di riposo, l'elettromagnete è diseccitato ($F_{mag} = 0$) e l'ancoretta è tenuta in posizione di chiusura da una forza elastica ($F_{molla} > F_{pres}$). Nel volume di controllo V_1 , alimentato dal foro B, la pressione è pari a quella di linea e le forze che agiscono nella direzione di chiusura sono maggiori rispetto a quella di apertura ($F_c + F_e > F_a$): in tal caso, non si ha introduzione di olio.

Eccitando il magnete, si provoca l'alzata dell'ancoretta ($F_{mag} + F_{pres} > F_{molla}$), consentendo all'otturatore a sfera di scoprire la luce del foro A. Ciò determina uno scarico dell'olio presente nel volume di controllo V_1 , dal momento che la sezione di efflusso reale del foro A è maggiore di quella del foro B. Non essendo più il volume alimentato a sufficienza attraverso il foro B, la pressione in esso decresce

¹⁵ Lo studio dell'elettromagnete è riportato in Appendice P

repentinamente e lo stesso si verifica per la forza di chiusura (F_c) sull'area superiore della valvolina. Quando il bilancio di forze è tale che $F_a > F_c + F_e$, allora il sistema valvolina + molla inizia a muoversi. Di conseguenza, dal volume di controllo V_2 (costantemente rifornito alla pressione di linea) comincia a defluire olio verso l'esterno.

La disattivazione dell'elettromagnete ($F_{mag} = 0$) provoca il rilascio dell'ancoretta che, sotto la spinta della molla ($F_{molla} > F_{pres}$), conduce l'otturatore a sfera a richiudere il foro A: ciò determina il ripristino della pressione, nel volume di controllo V_1 , al suo valore iniziale, pari alla pressione di linea. Sulla valvolina si ristabilisce l'originario squilibrio di forze ($F_c + F_e > F_a$), che la conduce a richiudere il foro di adduzione e quindi ad interrompere l'afflusso d'olio verso l'esterno.

IV.5.2 Elettrovalvola di bassa pressione

I requisiti della servovalvola di bassa pressione sono:

- In condizioni di diseccitamento, la servovalvola è normalmente aperta.
- La servovalvola, anche se eccitata, si apre automaticamente e lascia entrare fluido di lavoro nella camera dell'attuatore, se la pressione in detta camera è inferiore a quella del serbatoio di bassa pressione.
- Grande rapidità di azionamento.
- Basso consumo energetico.

Strutturalmente, l'elettrovalvola LP è del tutto simile alla precedente, se non per la disposizione del magnete e della relativa ancoretta, che risultano invertiti, rispetto al caso precedente. A magnete disattivato, la molla elicoidale mantiene sollevata l'ancoretta, che quindi non preme più sulla sfera: la valvola risulta normalmente aperta, e chiude la comunicazione del volume di lavoro dell'attuatore con la sorgente di bassa pressione, solo se si attiva il magnete. In questo caso, la pressione attuatrice, che permette la chiusura e l'apertura dell'otturatore, è quella nella camera di lavoro dell'attuatore e non quella del serbatoio di bassa pressione.

IV.6 Prototipo del sistema EHVA a doppio comando

Nelle seguenti figure, sono illustrate le viste di assieme ed esplosa del prototipo esecutivo del sistema a doppia valvola. Si distinguono: il corpo centrale contenente il pistone attuatore; i due cilindretti, corrispondenti alle due valvole elettromagnetiche di alta e bassa pressione, disposte a V sulla sommità del corpo dell'attuatore; il simulacro della testata motore; gli alloggiamenti per i diversi sensori. Per tale configurazione, si è perseguito l'obiettivo di adottare per le due valvole di comando gli stessi componenti, semplicemente disposti in maniera differente.

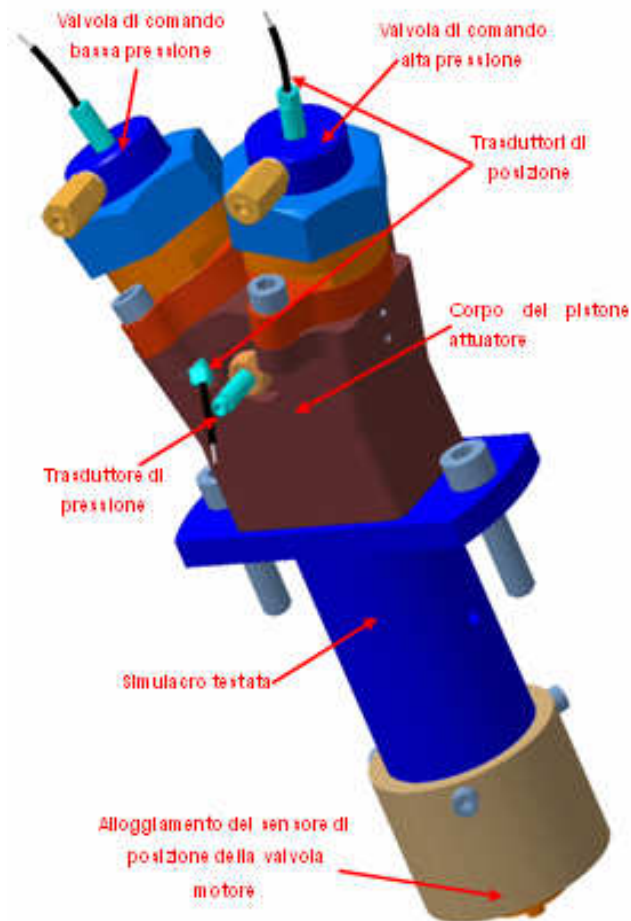


Fig. 11: Vista 3D del prototipo a doppia valvola

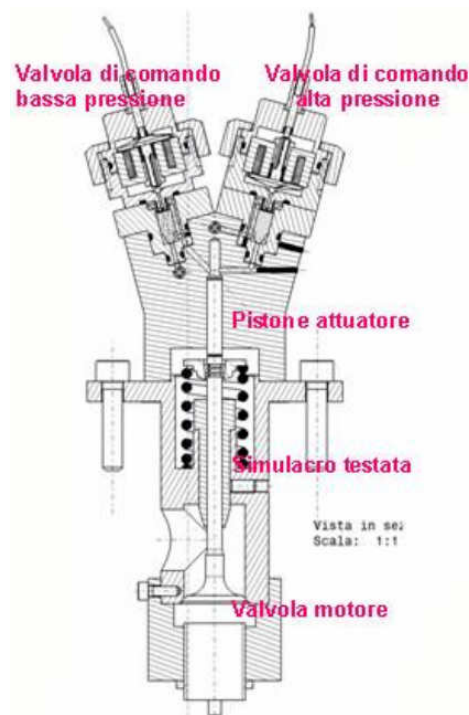


Fig. 12: Sezione del prototipo a doppia valvola

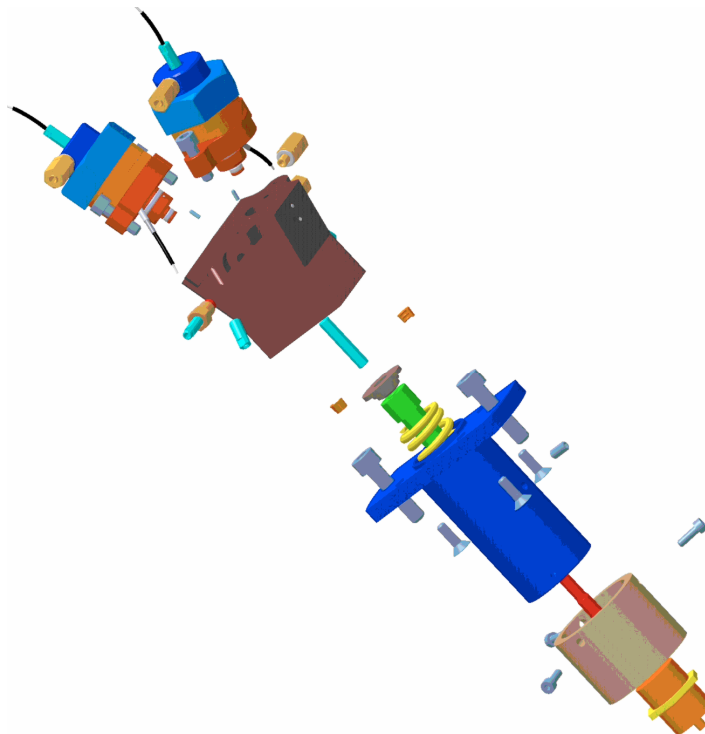


Fig. 13: Vista 3D esplosa del dimostratore tecnologico del VVA

La necessità di prevedere il giusto alloggiamento per ogni sensore ha indotto ad avere una soluzione dagli ingombri maggiorati rispetto al necessario: il che è del tutto

ininfluente, per quanto riguarda un dimostratore tecnologico. Quest'ultimo manca del freno idraulico (di cui si parlerà nell'ultimo paragrafo del presente capitolo): si è preferito avere, quale primo prototipo, un sistema più semplice, sul quale iniziare a fare rilievi ed acquisire know-how e che rappresentasse la base da cui partire per la costruzione di un secondo prototipo, migliorato.

IV.7 Descrizione del sistema EHVA a singolo comando

Per realizzare una configurazione più semplice del sistema, si è presa in considerazione la possibilità di comandare la valvola motore, tramite un'unica servovalvola idraulica. Essa deve consentire, controllando un solo elettromagnete, sia l'apertura che la chiusura della valvola motore, nonché garantire l'intrinseca sicurezza del sistema di distribuzione, provvedendo all'immediata chiusura della valvola a fungo, qualora si dovesse verificare un guasto all'elettronica di comando.

In figura 14, viene riportata una vista tridimensionale di questo secondo sistema, semplificato, in figura 15, una sezione.

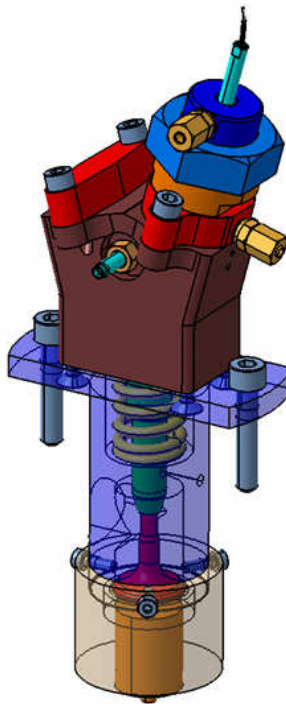


Fig. 13: Prototipo a singola valvola di comando

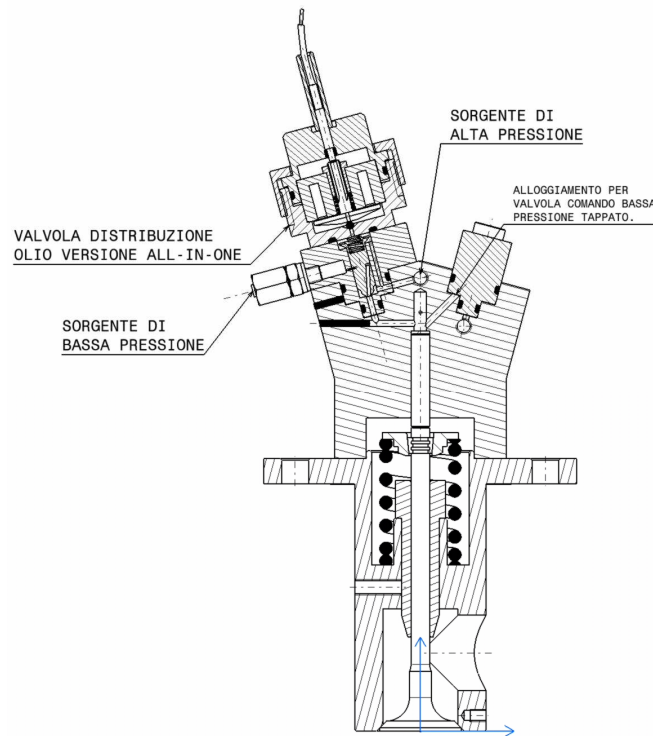


Fig. 14: Sezione del sistema a singola valvola di comando

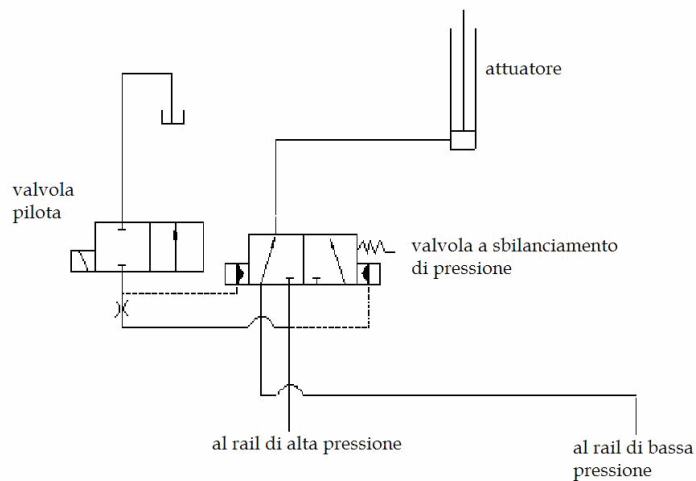


Fig. 15: Layout del circuito idraulico del prototipo a singola valvola di comando

L'unica servovalvola presente (il layout di massima del circuito idraulico è visibile in figura 15) deriva da quella di comando del circuito di alta pressione del primo sistema. Si tratta di una servovalvola a due posizioni, normalmente in comunicazione con la sorgente a bassa pressione, attraverso un connettore idraulico. Tale valvola,

normalmente chiusa, è caratterizzata dal fatto che il dimensionamento dell'elettromagnete resta inalterato, rispetto al primo progetto. Rispetto alla soluzione con doppio comando, tale servovalvola permette gli stessi gradi di flessibilità, nel dar forma all'alzata valvola, meno che uno: l'holding più o meno prolungato per alzate parziali. È tuttavia possibile realizzare un holding, utilizzando un segnale PWM, per il comando della valvola elettromagnetica.

Dovendo iniziare ad acquisire know how, si è scelto di costruire un dimostratore tecnologico a singolo comando: tale sistema presenta infatti il vantaggio di una maggiore semplicità di controllo.

IV.8 Modelli di simulazione e risultati

Per entrambi i sistemi illustrati, differenti solo per il numero di servovalvole atte alla distribuzione dell'olio, sono stati sviluppati dei modelli di simulazione, per testarne e confrontarne le potenzialità.

Si illustrano i modelli di simulazione condotte sui due sistemi elettroidraulici, ed i risultati conseguiti.

I disegni progettuali dei sistemi sono stati realizzati, a seguito di attività di simulazione svolti. In una prima fase, tali simulazioni sono state condotte tramite il software Matlab-Simulink, grazie al quale è stato possibile risolvere le equazioni necessarie per una corretta modellazione dell'intero sistema.

Le simulazioni effettuate dai ricercatori dell'Istituto Motori, mediante il software elettromagnetico Flux2D (CEDRAT), hanno consentito il corretto dimensionamento degli attuatori elettromagnetici delle valvole.

Sfruttando i dati ottenuti, è stato implementato un modello di simulazione con il software AMESim, utilizzato per verificare la possibilità di eseguire le strategie di controllo motore desiderate e per effettuare un confronto tra i due sistemi elettroidraulici studiati.

In questo modello, è stato possibile considerare anche il comportamento degli elettromagneti delle valvole: i valori delle grandezze caratteristiche dell'elettromagnete

(induttanza, f.e.m. indotta e forza elettromagnetica) sono stati raccolti in tabelle ed utilizzati come dati in ingresso a sottomodelli, usati per la modellazione del sistema di comando degli elettromagneti.

IV.9 Simulazioni sul sistema a doppio comando

In figura 16, si riporta l'interfaccia grafica del modello AMESim del sistema EHVA double command. Sono visibili i due macroblocchi corrispondenti alle due valvole elettromagnetiche, situate alla destra e alla sinistra dell'attuatore della valvola motore, il quale è posto al centro in basso.

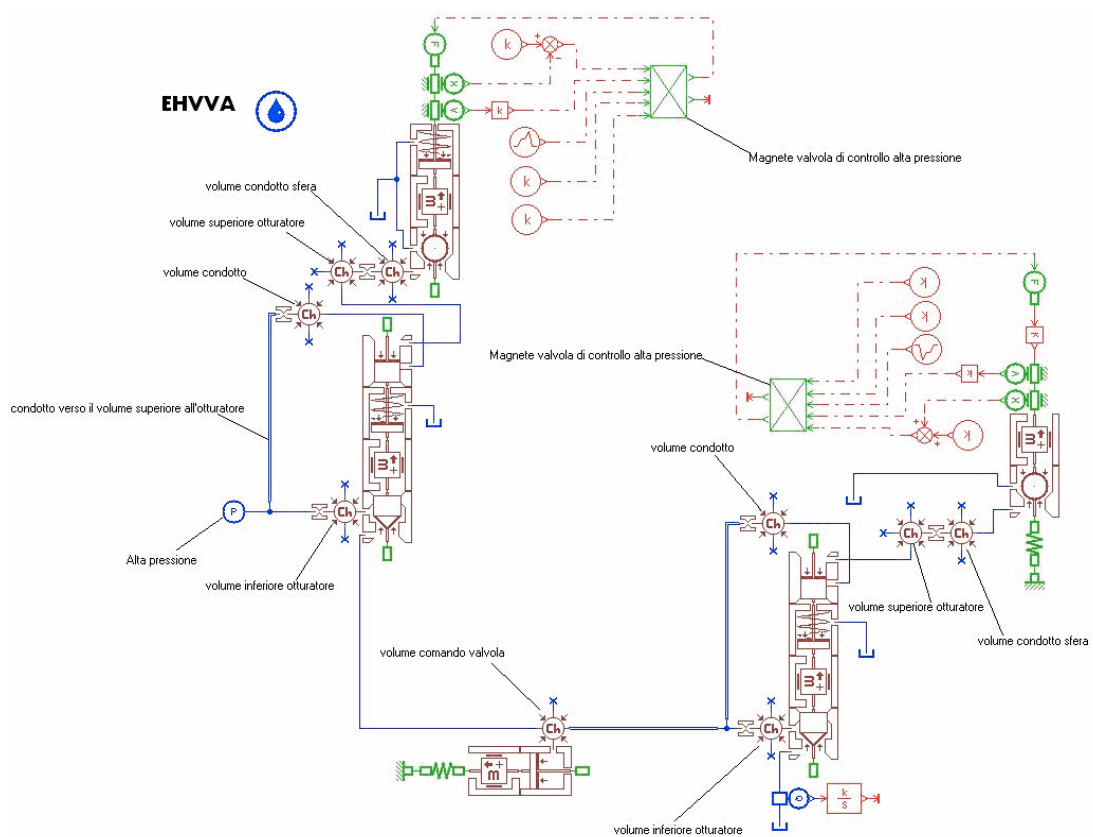


Fig. 16: Modello AMESim del sistema EHVA double command

La figura 17 mostra il particolare del modello della valvola elettromagnetica e la relativa simbologia. Si notano le schematizzazioni della sferetta, dell'ancoretta, della molla di contrasto ed il blocco di comando e controllo, in cui è incluso l'elettromagnete.

Il blocco del magnete di comando racchiude i sottomodelli e le tabelle di Flux2D, utilizzati per la simulazione del comportamento dell'elettromagnete. All'interno di tale blocco, sono state inserite le equazioni caratteristiche degli elettromagneti, in modo da avere, in uscita, un segnale che venga convertito in forza, dal blocco "forza di attuazione". La forza di attuazione è la forza elettromagnetica che agisce sull'ancoretta della valvola. Quando negli avvolgimenti di eccitazione dell'elettromagnete circola corrente, l'ancoretta viene attratta, perché si magnetizza per induzione.

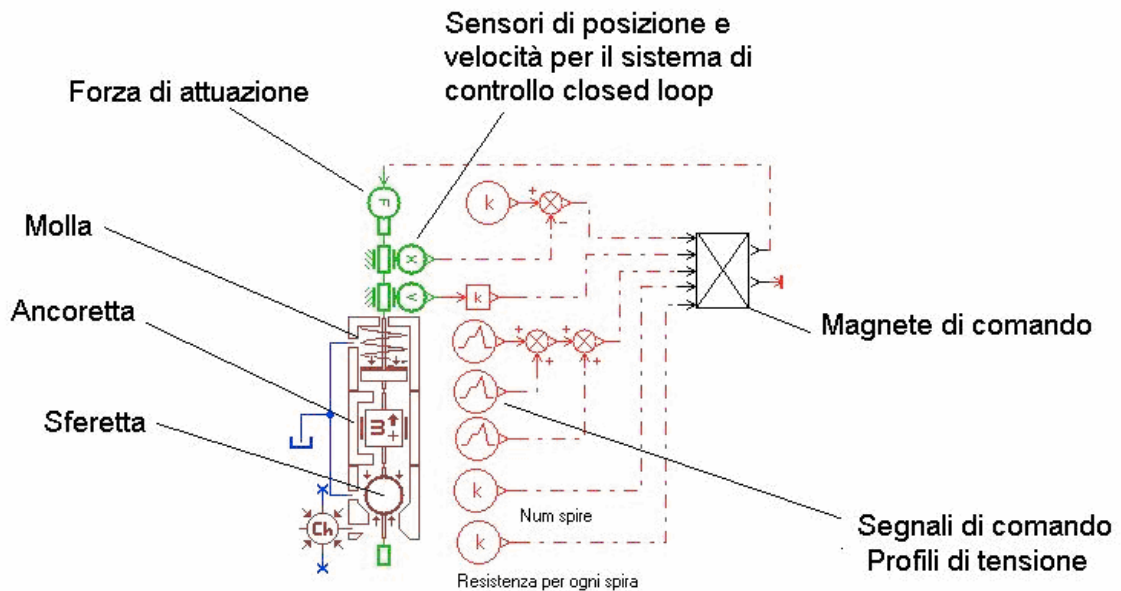


Fig. 17: Particolare del modello della valvola elettromagnetica di alta pressione

La forza elettromagnetica aumenta iperbolicamente al diminuire della distanza tra il magnete e l'ancoretta; inoltre, essa aumenta all'aumentare della corrente di eccitazione della bobina.

In figura 18, viene illustrata la schematizzazione della parte inferiore della valvola elettromagnetica di alta pressione, in particolare la parte in cui è situato l'otturatore: sono indicati i blocchi che schematizzano i componenti del sistema.

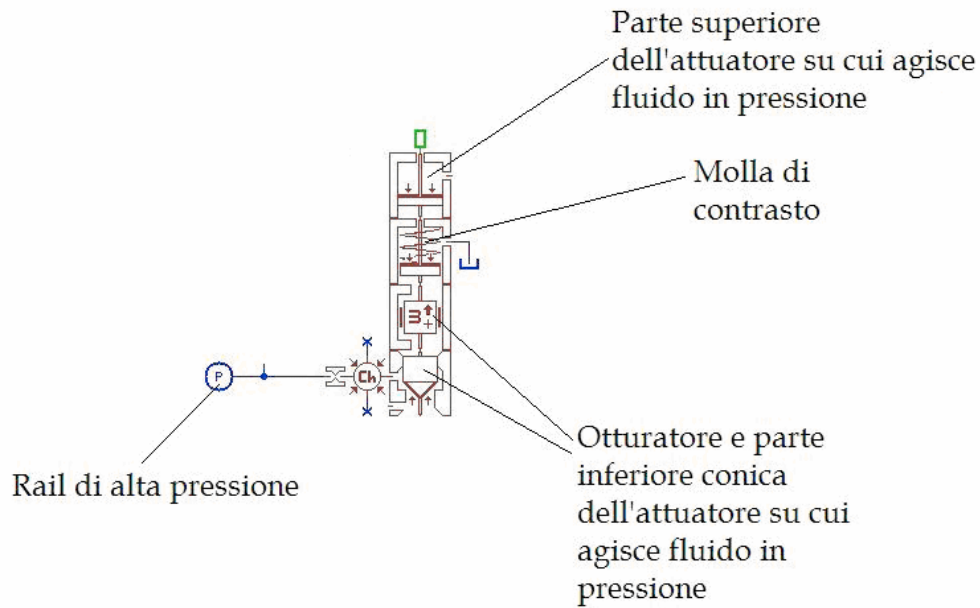


Fig. 18: Modellazione dell'otturatore della valvola di alta pressione

Sono state effettuate diverse tipologie di simulazioni, per testare le prestazioni del sistema; in particolare:

- Simulazioni dell'alzata massima
- Simulazioni di alzate massime, ottenibili variando la pressione del rail di alta pressione
- Simulazioni di alzate parziali, ottenibili a pressione del rail costante, variando i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche
- Simulazioni di alzate con holding.

IV.9.1. Simulazioni dell'alzata massima

In figura 19, si riporta la simulazione dell'alzata massima ottenibile, pari a 8 mm. Tale alzata è stata simulata senza holding ed è stata ottenuta adoperando una pressione di 180 bar nel rail di alta. L'alzata massima mostra le seguenti caratteristiche:

- La durata minima del profilo di alzata è pari a circa 7 ms;
- La durata dell'apertura dell'ancoretta della valvola elettromagnetica di alta pressione è pari a circa 3,4 ms;

- La corsa di apertura dell'ancoretta della valvola di alta pressione è 0,25 mm;
- Il ritardo tra l'inizio apertura della valvola e l'inizio apertura della valvola motore è pari a 0,2 ms;
- La durata della chiusura dell'ancoretta della valvola di bassa pressione copre 4,5 ms;
- La corsa di chiusura dell'ancoretta della valvola di bassa pressione è pari a 0,2mm;
- Il ritardo tra la fine della corsa di apertura dell'ancoretta di bassa pressione e la chiusura completa della valvola motore è uguale ad 1,8 ms.

Tali piccoli tempi di attuazione richiedono sistemi di controllo piuttosto sofisticati.

In figura 20, si riportano lo spostamento delle ancorette e lo spostamento degli otturatori. L'otturatore della valvola di bassa pressione presenta piccole alzate parziali, non appena l'ancoretta di alta pressione inizia ad aprirsi: tale fenomeno è dovuto, probabilmente, all'effetto dell'elevato gradiente di pressione nel circuito.

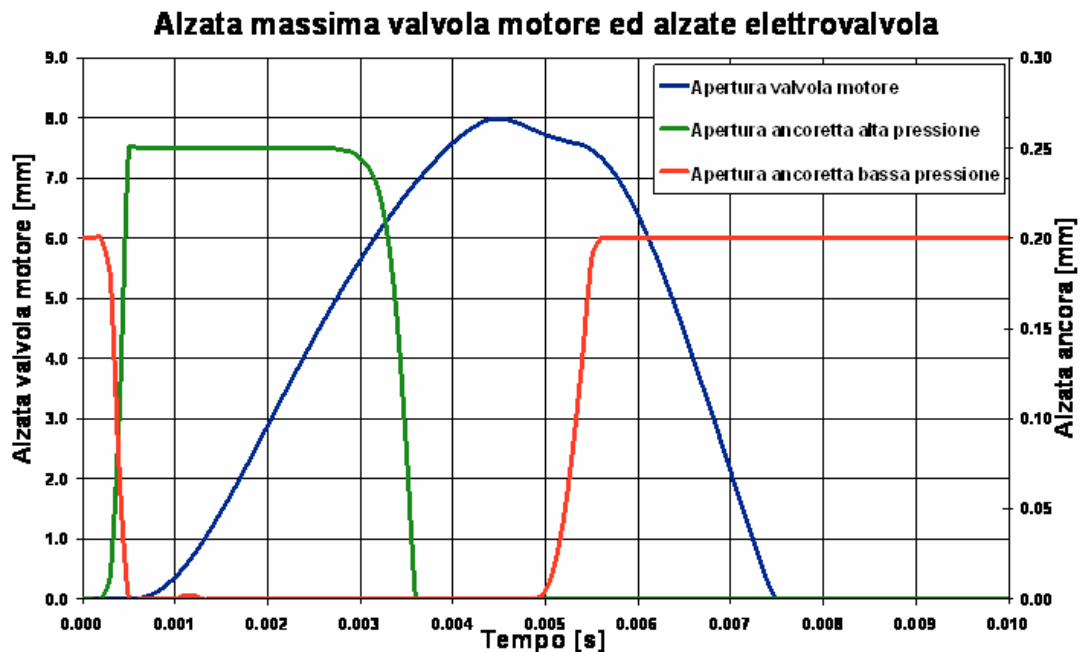


Fig. 19: Alzata massima (senza holding) ed attuazione delle valvole elettromagnetiche

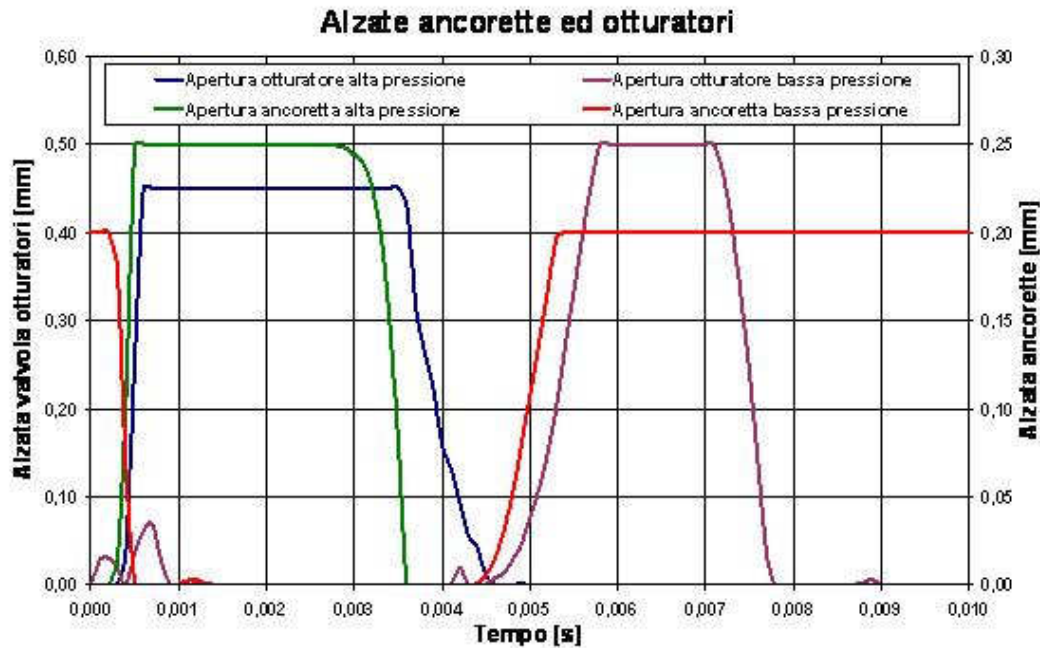


Fig. 20: Alzate delle ancorette e degli otturatori per l'alzata massima della valvola motore senza holding

Dalla figura, si evidenziano le seguenti caratteristiche:

- Entrambi gli otturatori iniziano ad aprirsi circa 0,1 ms dopo l'inizio dell'apertura delle relative ancorette
- Ciascun otturatore ha una corsa massima di 0,50 mm
- L'otturatore della valvola di alta pressione rimane aperto per circa 4,3 ms, mentre quello della valvola di bassa pressione rimane aperto per 3,3 ms.

In figura 21, si riportano le alzate delle ancorette, insieme al profilo di tensione per il comando delle valvole elettromagnetiche. L'alzata dell'ancoretta (sia della valvola HP che della valvola LP) inizia a diventare significativa 0,2 ms dopo l'attivazione del segnale di comando. Si ha:

- Un ritardo di 0,4 ms tra l'attivazione del segnale di comando e l'inizio dell'alzata della valvola motore
- Un ritardo di circa 2 ms tra l'inizio apertura dell'ancoretta della valvola di bassa pressione ed il completamento della chiusura della valvola motore: tale ritardo ha una grossa incidenza sul tempo totale minimo di apertura della valvola motore.

Come si vede in figura 22, la massima velocità di apertura della valvola motore è pari a circa 3 m/s, mentre la velocità di chiusura raggiunge il valore di circa 4.7 m/s.

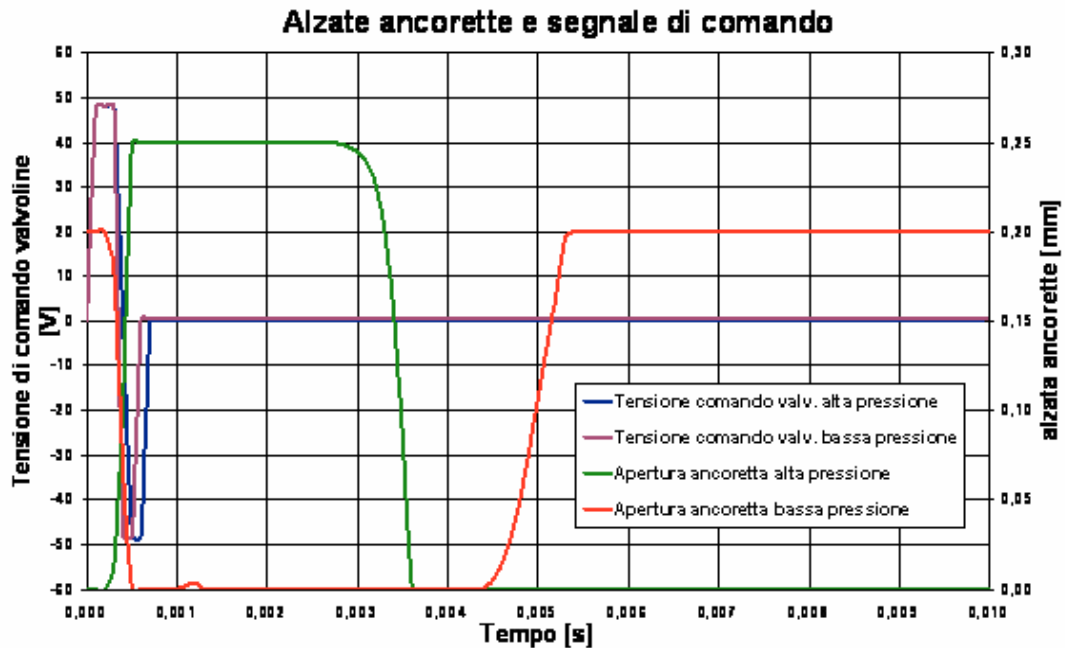


Fig. 21: Alzate ancorette e tensioni di comando per l'alzata massima della valvola motore senza holding

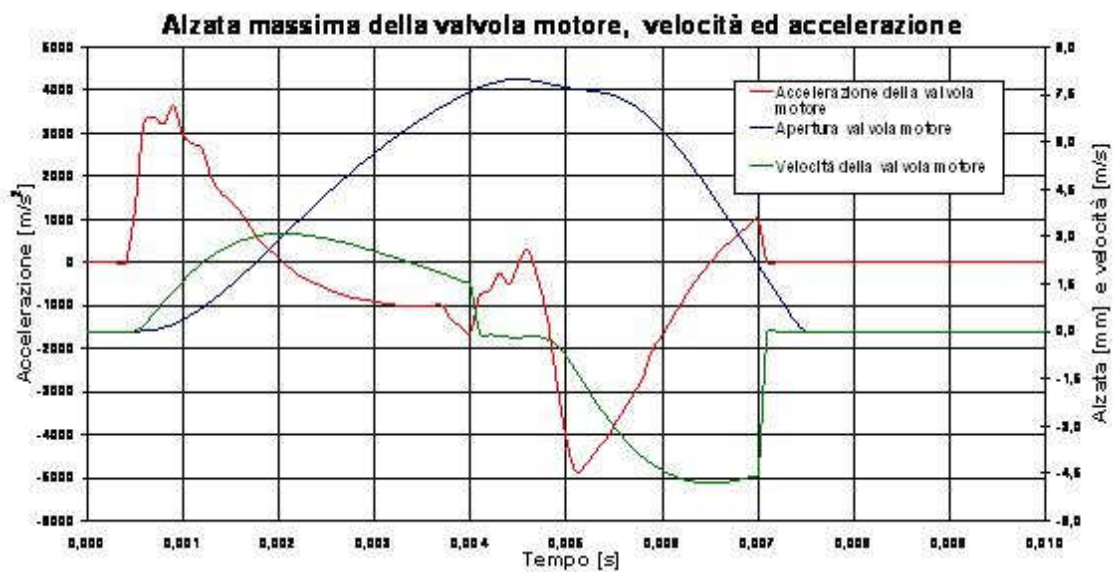


Fig. 22: Alzata massima senza holding, velocità ed accelerazione della valvola motore

In figura 23, si riporta l'evoluzione della pressione all'interno dell'attuatore: essa raggiunge un massimo di 202 bar, in corrispondenza del punto di alzata massima, all'inizio della corsa di chiusura della valvola motore. Tale fenomeno si spiega

osservando l'andamento della pressione, in rapporto alle alzate degli otturatori, riportato in figura 24.

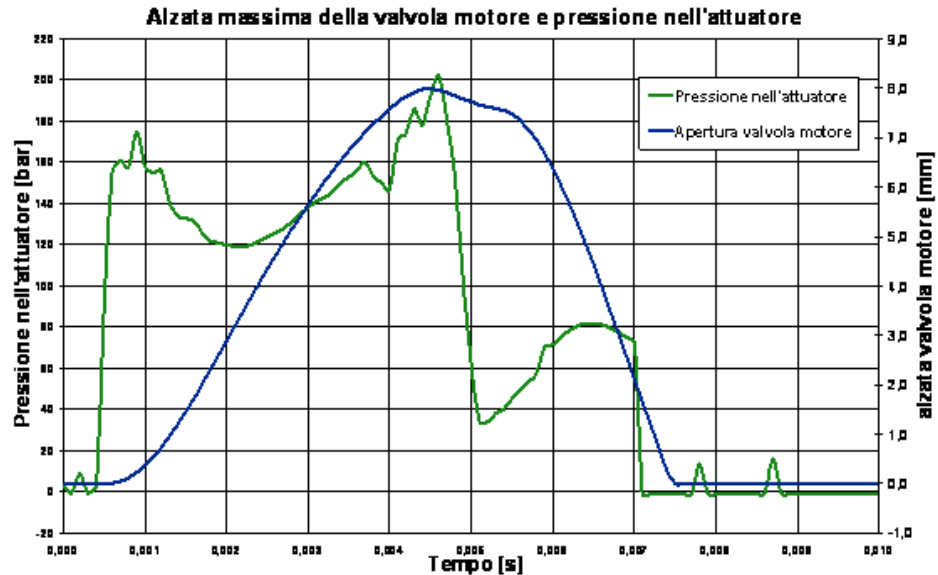


Fig. 23: Evoluzione della pressione all'interno dell'attuatore durante l'alzata massima senza holding

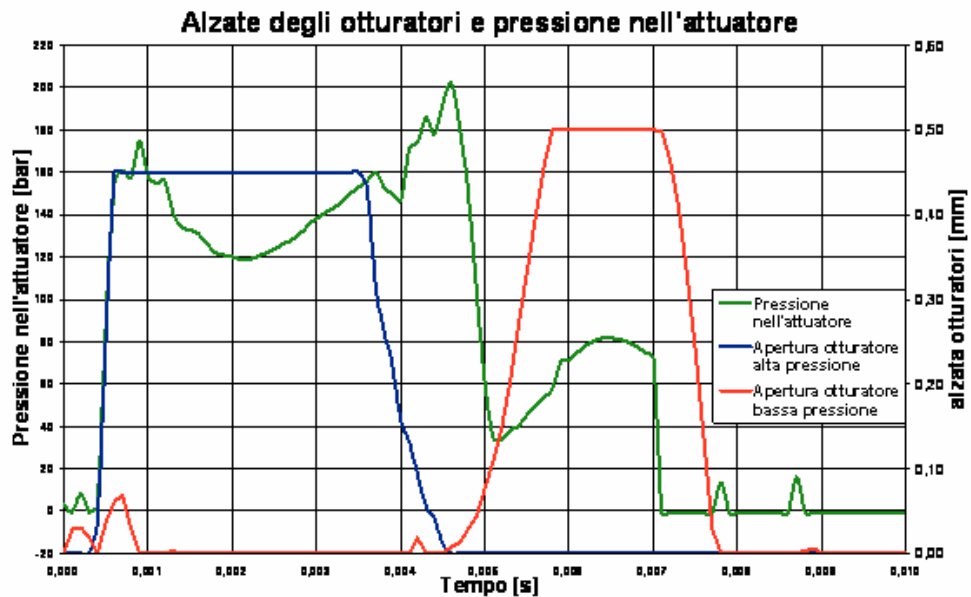


Fig. 24: Andamento della pressione confrontato con le alzate degli otturatori

Da tale figura, si evince che il picco di pressione si ha quando l'otturatore di alta pressione è chiuso, ed inizia l'apertura dell'otturatore di bassa pressione: il fluido viene compresso dall'attuatore, per effetto della molla di contrasto e viene forzato a passare attraverso la sezione ridotta, lasciata scoperta dall'otturatore di bassa pressione. Appena

dopo tale punto, si ha un calo di pressione, in corrispondenza dell'apertura della valvola elettromagnetica di bassa pressione: in un tempo minore di 1 ms, la pressione si riduce di circa 170 bar. Si ha poi un altro incremento di pressione, a causa della compressione del fluido nell'attuatore: quest'ultimo viene spinto dalla molla della valvola motore, in modo da forzare il fluido a passare attraverso la sezione lasciata scoperta dall'otturatore di bassa pressione.

IV.9.2 Simulazioni di alzate massime ottenibili variando la pressione nel rail di alta pressione

La figura 25 mostra differenti valori di alzata, ottenuti variando la pressione all'interno del rail di alta, ma lasciando inalterati i segnali ed i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche. In questa figura, si nota come, al crescere della pressione del sistema, aumenti il valore dell'alzata e diminuisca il tempo totale di apertura. Alla pressione di 130 bar, l'apertura della valvola motore presenta una durata di 13,8 ms, che scende a 7 ms, quando la pressione viene portata a 180 bar. La maggiore durata dell'alzata alle pressioni più basse si spiega col fatto che, a pressioni minori, l'alzata dell'otturatore della valvola di bassa pressione avviene con ritardo.

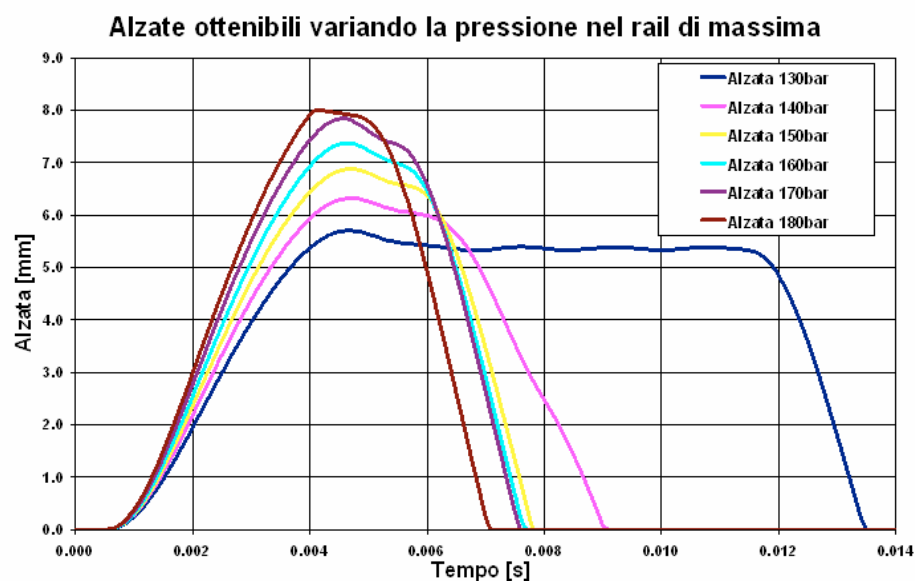


Fig. 25: Alzate massime ottenibili variando la pressione nel rail di alta

La tabella 1 riporta i valori delle alzate massime ottenibili, in funzione di differenti valori della pressione dell'olio nel rail di massima.

Pressione nel rail di massima [bar]	Alzata massima ottenibile [mm]
130	5.5
140	6,3
150	6.8
160	7,4
170	7.8
180	8

Tab. 1: Alzate massime ottenibili in funzione della pressione dell'olio nel rail di massima

IV.9.3 Simulazioni di alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche

In figura 26, si riportano le simulazioni effettuate alla pressione costante di 180 bar, variando il tempo di attuazione della valvola elettromagnetica di alta pressione.

I tempi indicati si riferiscono all'intervallo di tempo in cui la tensione di comando della valvola è al valore di regime. Le durate spaziano da 5 a 7 ms, valori accettabili, nell'ottica dell'attuazione delle moderne strategie di controllo del motore.

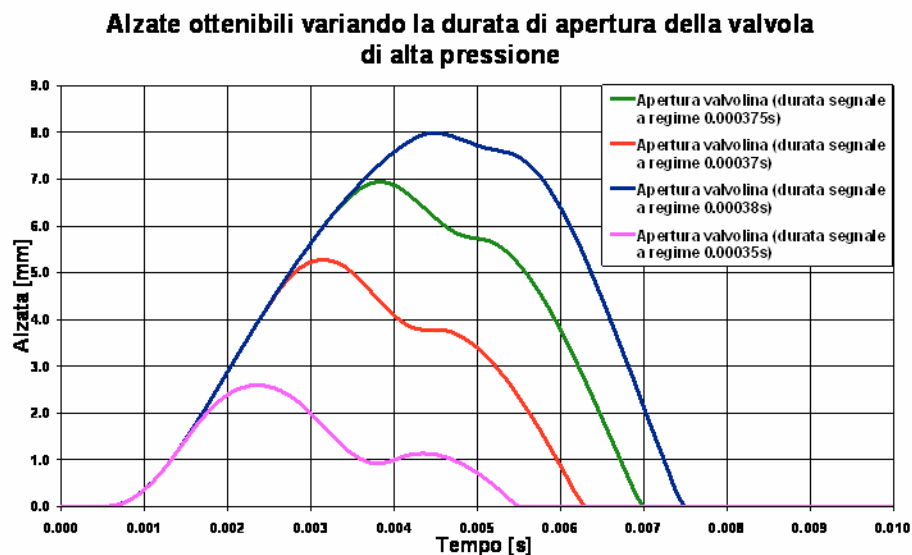


Fig. 26: Alzate parziali ottenute variando i tempi di attuazione della valvola elettromagnetica (a pressione nel rail di 180 bar)

IV.9.4 Simulazioni di alzate con holding

Per simulare un intervallo di holding all'alzata massima, si interviene sul tempo di attuazione della valvola elettromagnetica di bassa pressione.

Il tempo di regime della tensione di attuazione (che comanda la chiusura della valvola) è stato incrementato fino al valore di 0,6 ms. In figura 27, si mostra l'alzata di 8 mm con holding: l'intervallo di holding dura circa 8 ms. La tensione che agisce sulla valvola di alta pressione rimane al valore di regime per un tempo di 0,38 ms. L'ancoretta della valvola di alta pressione resta aperta per circa 3,4 ms, come nel caso precedente; mentre l'ancoretta di bassa pressione resta chiusa per 13,8 ms (nel caso senza holding resta chiusa per circa 4,5 ms). La durata totale dell'alzata della valvola motore è pari a 16,2 ms.

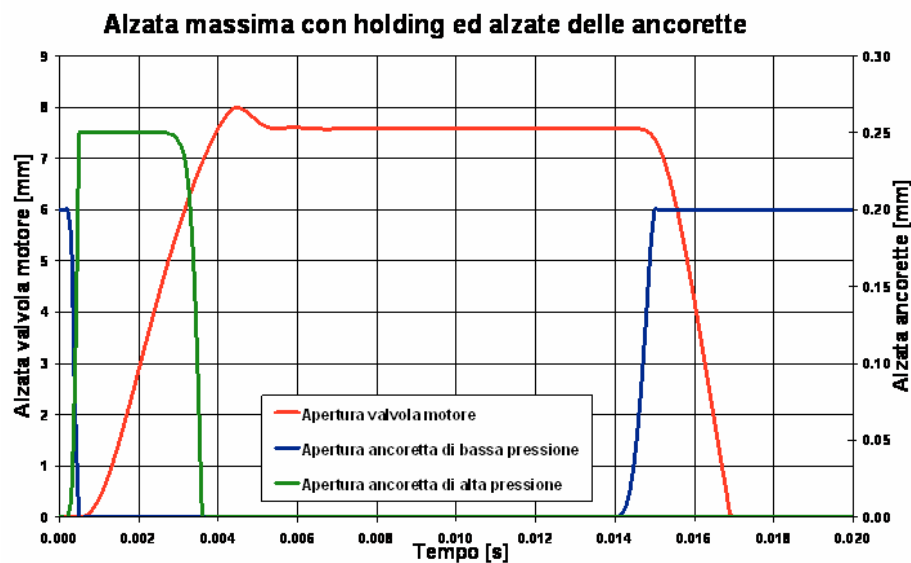


Fig. 27: Alzata massima della valvola motore con holding

In figura 28, viene riportato l'andamento della tensione di attuazione delle valvole elettromagnetiche: è stata prolungata la durata del segnale di comando, per allungare il tempo di chiusura della valvola di bassa pressione. La valvola HP si chiude molto prima che quella di bassa pressione inizi ad aprirsi. Il valore di regime della tensione è pari a 48 V, mentre la corrente negli avvolgimenti raggiunge un picco di 15 A. Nella figura, si nota che una parte del profilo del segnale di comando presenta valori

di tensione negativi: tale tipo di controllo è stato progettato, per facilitare l'apertura o chiusura delle ancorette, invertendo repentinamente il segno della tensione, piuttosto che azzerandola semplicemente.

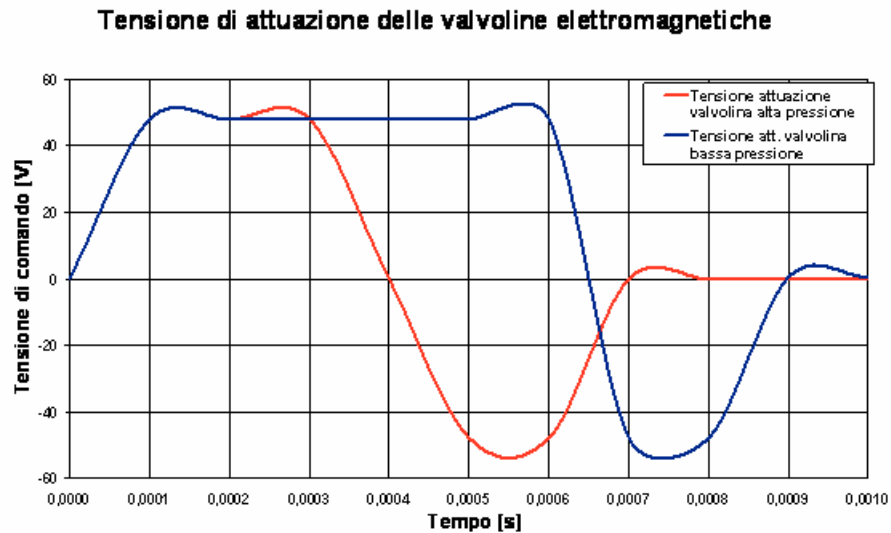


Fig. 28: Tensione di attuazione delle valvole elettromagnetiche per l'alzata massima con holding

In figura 29, si riportano alzate massime, a differenti pressioni, con holding. Il segnale di attuazione delle valvole elettromagnetiche è identico al caso precedente. Le durate sono abbastanza simili, anche se leggermente inferiori, quanto più è alta la pressione.

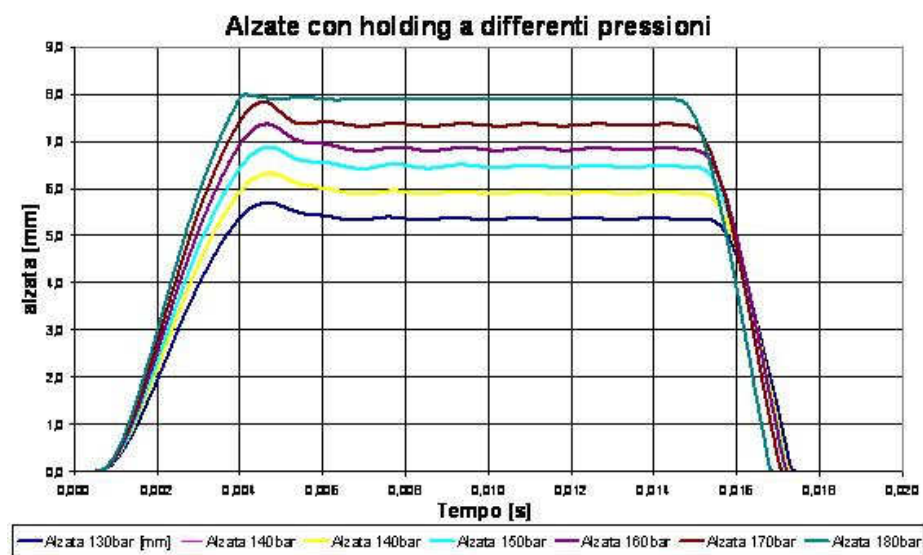


Fig. 29: Alzate massime con holding per differenti pressioni nel rail di alta

IV.10 Simulazioni sul sistema a singolo comando

In figura 30, si riporta il modello AMESim del prototipo di EHVA a singola valvola di comando. Esso è molto simile al modello illustrato precedentemente, con la differenza che, in questo caso, manca la valvola elettromagnetica di bassa pressione.

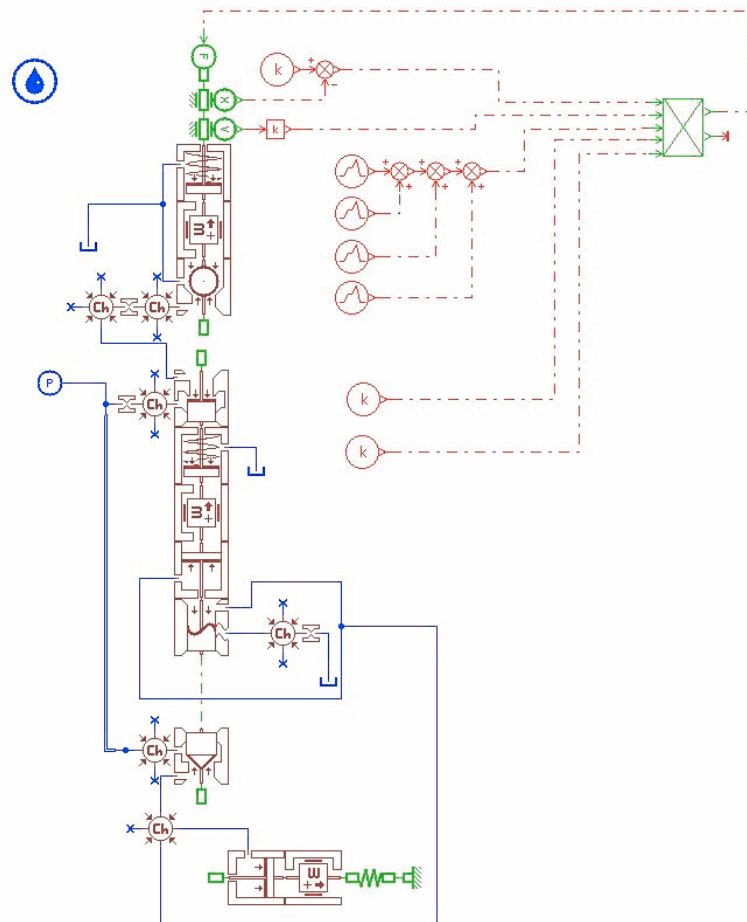


Fig. 30: Schema AMESim del sistema EHVA single command

Sono state realizzate simulazioni analoghe a quelle mostrate nel precedente paragrafo, all'interno del campo più limitato di possibilità di controllo del sistema a singola valvola.

IV.10.1 Simulazioni dell'alzata massima

In figura 31, viene mostrata la simulazione dell'alzata massima della valvola motore. L'alzata massima è di 8 mm ed è stata ottenuta imponendo una pressione di 180 bar nel rail di alta. La durata totale dell'alzata è 5,7 ms ed il ritardo tra l'inizio dell'alzata dell'ancoretta e l'inizio dell'alzata della valvola motore è pari a 0,2 ms. Il tempo in cui il segnale di tensione assume il valore di regime è stato allungato rispetto al caso del sistema precedente; altrimenti, non sarebbe stato possibile raggiungere la massima alzata: tale intervallo di tempo è stato portato da 0,38 ms a 0,47ms, valore che è risultato ottimale per massimizzare le prestazioni del sistema.

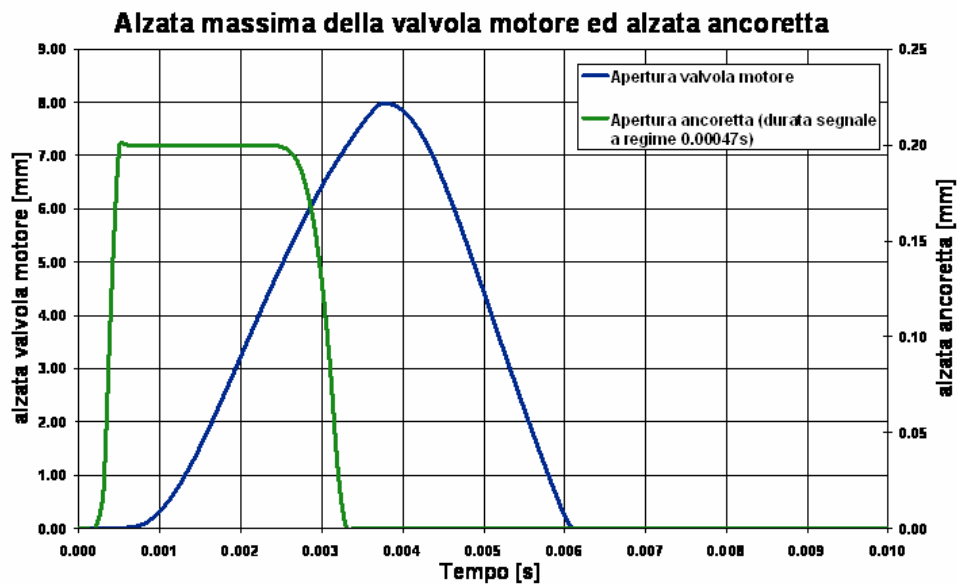


Fig. 31: Alzata massima della valvola motore ed alzata dell'ancoretta

L'alzata dell'ancoretta dura circa 2,9 ms, mentre il ritardo tra la chiusura dell'ancoretta e la chiusura della valvola motore è pari a circa 3 ms. In figura 32, si riportano l'alzata dell'ancoretta e dell'otturatore. Il ritardo tra l'inizio dell'apertura dell'ancoretta e quella dell'otturatore è circa 0,1 ms, mentre il ritardo tra la chiusura completa dell'ancoretta e quella dell'otturatore è circa 1 ms.

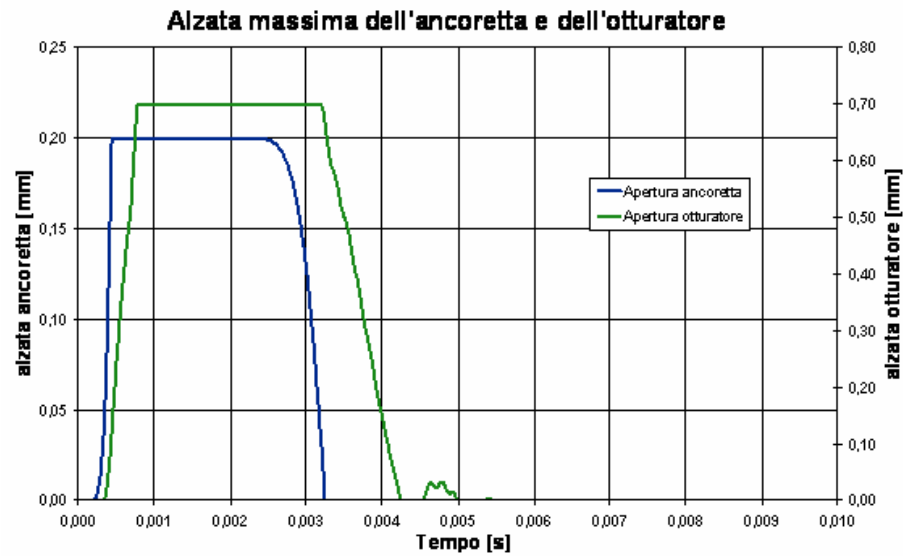


Fig. 32: Alzata dell'ancoretta e dell'otturatore

In figura 33, viene riportata l'alzata massima insieme alla velocità ed all'accelerazione della valvola motore.

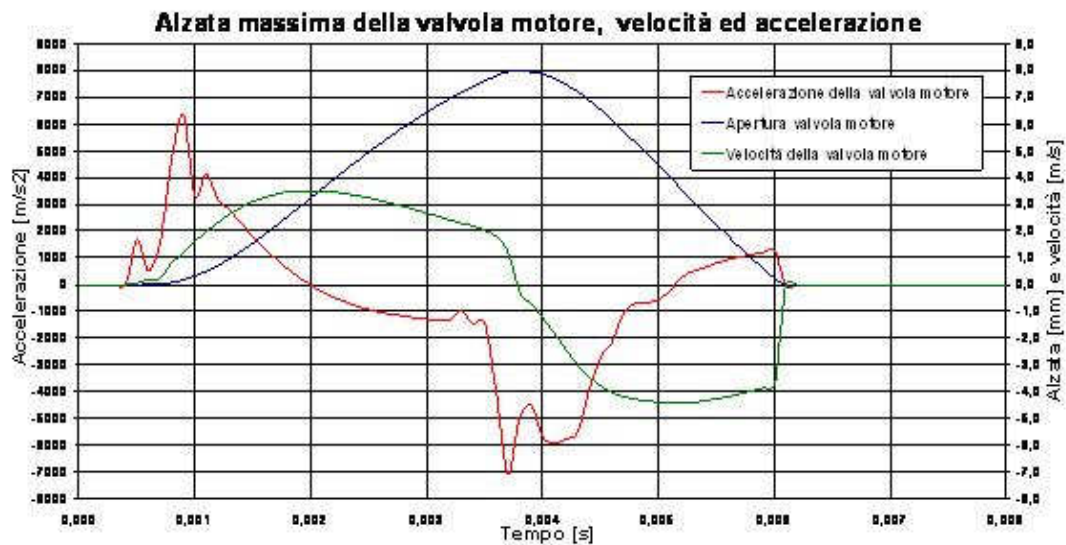


Fig. 33: Alzata, velocità ed accelerazione della valvola motore

Dalla figura, si vede che il valore massimo della velocità in apertura della valvola motore è pari a circa 3.4 m/s, mentre nella fase di chiusura si arriva a circa 4.4 m/s.

In figura 34, viene riportato l'andamento della pressione nell'otturatore, confrontato con l'alzata valvola. Si notano i gradienti di pressione più elevati, rispetto a quanto visto nel precedente sistema.

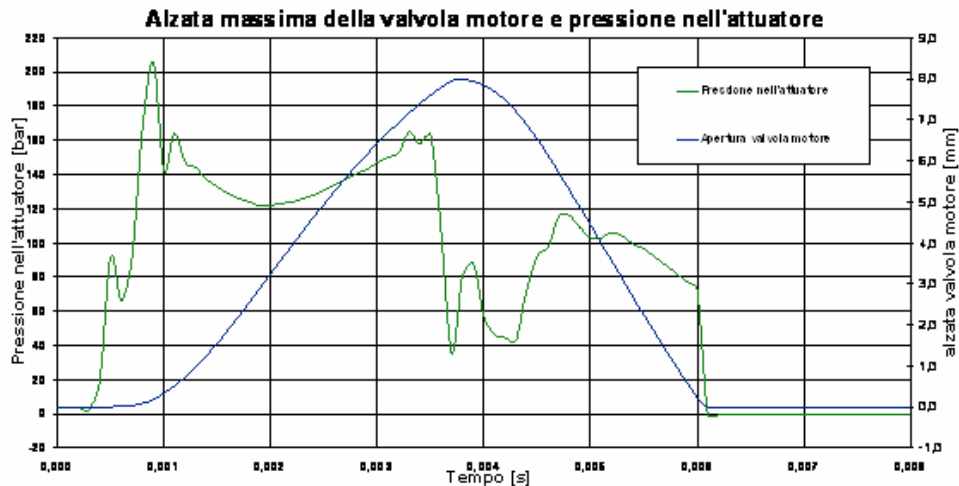


Fig. 34: Alzata massima della valvola motore e pressione nell'attuatore

In figura 35, l'andamento della pressione nell'attuatore viene confrontato con l'alzata dell'otturatore. La pressione aumenta con un gradiente molto elevato, non appena inizia l'alzata dell'otturatore: raggiunge un picco massimo superiore ai 200 bar, alla fine della fase di apertura dell'otturatore. Inoltre, si nota un altro picco, ma di valore inferiore, non appena viene chiuso l'otturatore.

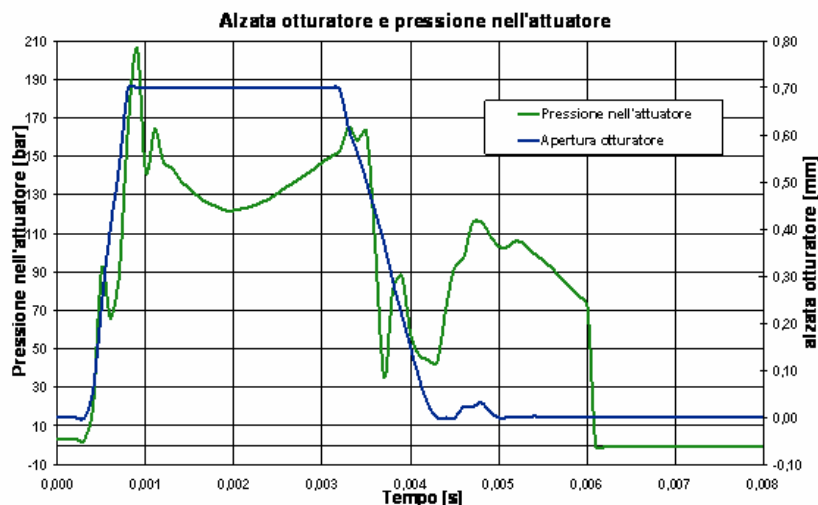


Fig. 35: Alzata dell'otturatore ed andamento della pressione

IV.10.2 Simulazioni di alzate massime ottenibili variando la pressione del rail di alta pressione

In figura 36, vengono mostrate le alzate massime ottenibili con la regolazione della pressione nel rail di alta, ma lasciando invariati i tempi di attuazione della valvola elettromagnetica. In questo caso, le durate sono abbastanza simili ed i profili di alzate sono piuttosto regolari. Confrontando queste alzate, con le medesime realizzate con il sistema a doppio comando, si nota come nel sistema a singolo comando, le alzate a pressioni più basse abbiano una velocità di chiusura maggiore e, quindi, una durata minore.

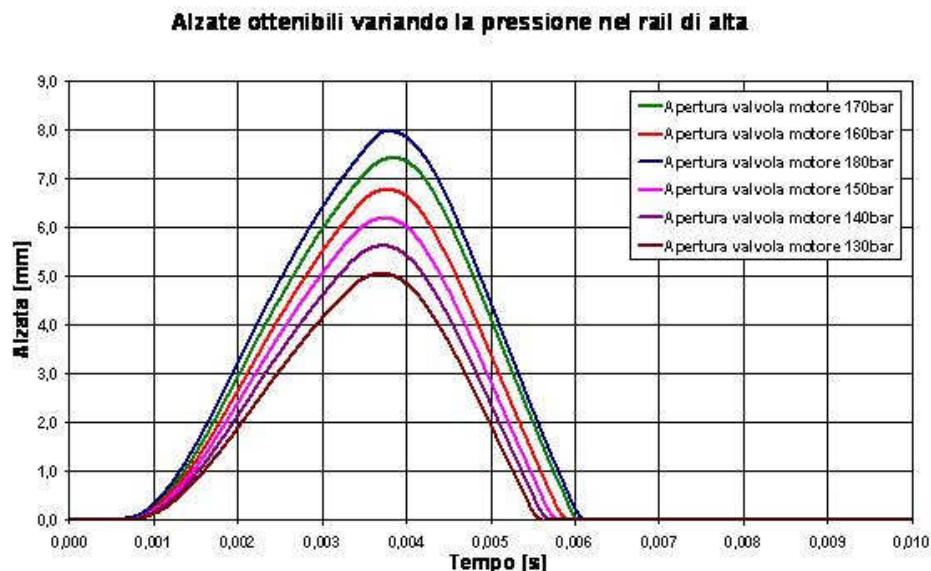


Fig. 36: alzate massime ottenibili variando la pressione nel rail.

IV.10.3 Simulazioni di alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione delle valvole elettromagnetiche

In figura 37, si riportano le alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione della valvola elettromagnetica, ma lasciando invariata la pressione di 180 bar

nel rail di alta. Le durate di tali alzate spaziano tra 3,5 ms e 5,7 ms, mentre le alzate ottenute vanno da 3,2 mm a 8 mm.

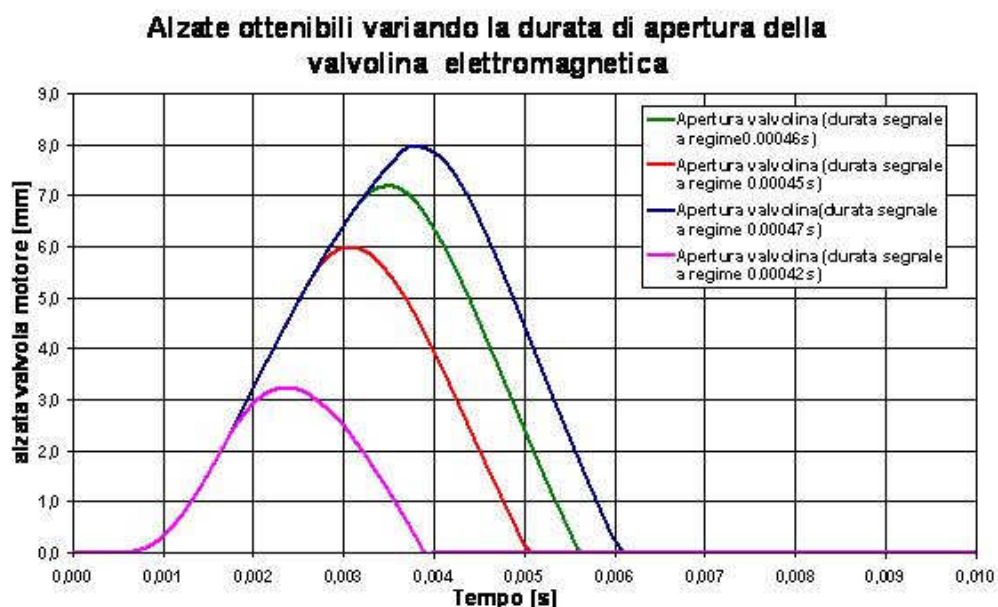


Fig. 37: Alzate parziali ottenibili variando i tempi di attuazione della valvola elettromagnetica

IV.10.4 Simulazioni di alzate con holding

Per quanto riguarda il mantenimento della valvola motore ad aperture parziali per tempi più o meno lunghi, l'idea è stata quella di utilizzare una sorta di "PWM idraulico". Come riporta la figura 38, la curva in rosso rappresenta la tensione di comando del magnete e la curva in verde lo spostamento dell'ancora magnetica. Nella figura 39, è possibile vedere, in rosso, lo spostamento della valvola, ottenibile con un tale controllo. Ciò che si è riscontrato (si veda anche la figura 40, in cui la curva in blu mostra l'evoluzione nel tempo dell'otturatore) è la possibilità di avere un "holding valvola frastagliato", con durata qualsivoglia e con escursioni massime di 0.5 mm, durante la suddetta fase. La durata di 20 ms mostrata in figura può essere adoperata solo per avere un angolo minimo di manovella di 240° e per velocità fino a 2000 rpm.

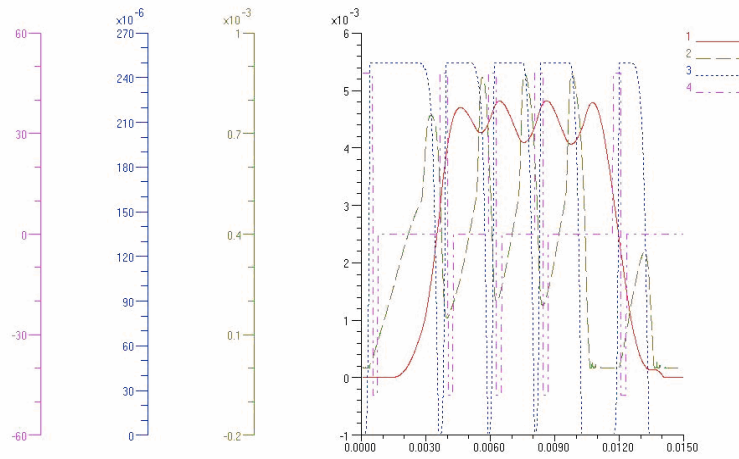


Fig. 38: Alzata parziale di 4 mm con holding di 12 ms e soft-landing

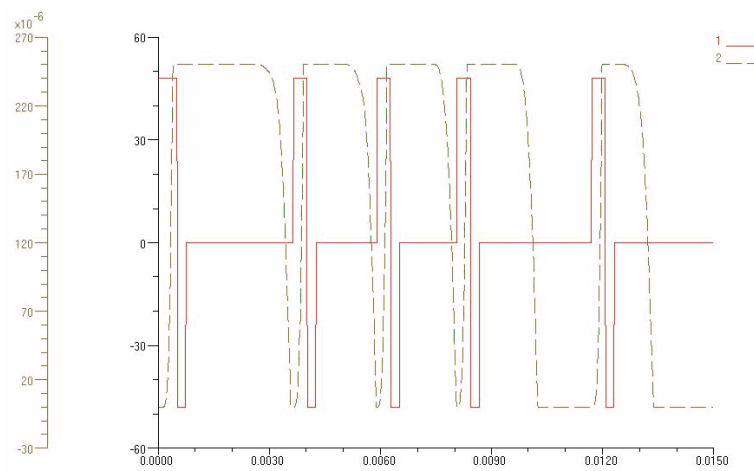


Fig. 39: Spostamento dell'ancora magnetica (verde) e tensione di comando del magnete (rosso), per il profilo di alzata della figura precedente

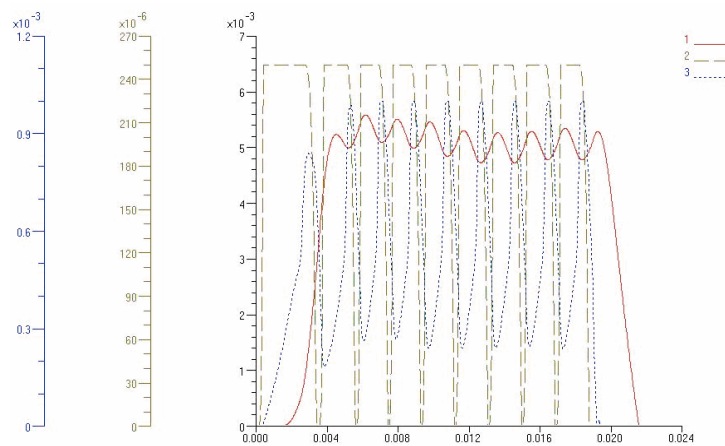


Fig. 40: Alzata parziale di 5mm con holding di 20 ms (in rosso)

IV.11 Confronto tra le prestazioni e le strategie realizzabili con i due sistemi

Le differenze costruttive dei due sistemi proposti determinano differenze prestazionali e di controllo abbastanza sensibili.

E' evidente il netto vantaggio del sistema a doppio comando, per quanto riguarda la potenzialità di realizzare holding più o meno prolungati. Tuttavia, il sistema a singolo comando riesce a realizzare holding frastagliati adoperando segnali PWM. D'altra parte, il segnale PWM potrebbe affaticare troppo e ridurre sensibilmente la vita utile della valvola elettromagnetica, creando seri problemi di affidabilità. Inoltre, l'holding frastagliato rende piuttosto difficile il controllo della quantità di carica fresca immessa nei cilindri.

Il sistema a singolo comando presenta grossi vantaggi in termini di semplicità costruttiva, facilità di controllo ed economicità.

Nel confronto tra i due sistemi elettroidraulici proposti, risulta che la durata minima dell'alzata massima è favorevole per il sistema a singolo comando: 7 ms per il sistema a doppio comando; 5,7 ms per il sistema a singolo comando

In figura 41, le due alzate massime vengono sovrapposte:

- Il sistema a singolo comando consente velocità di apertura e velocità di chiusura della valvola motore più alte.
- Il sistema a singolo comando raggiunge l'alzata massima in un tempo minore.
- L'alzata del sistema a singolo comando non mostra quel piccolo intervallo di "holding", dovuto alle oscillazioni di pressione, che invece mostra il sistema a doppio comando.

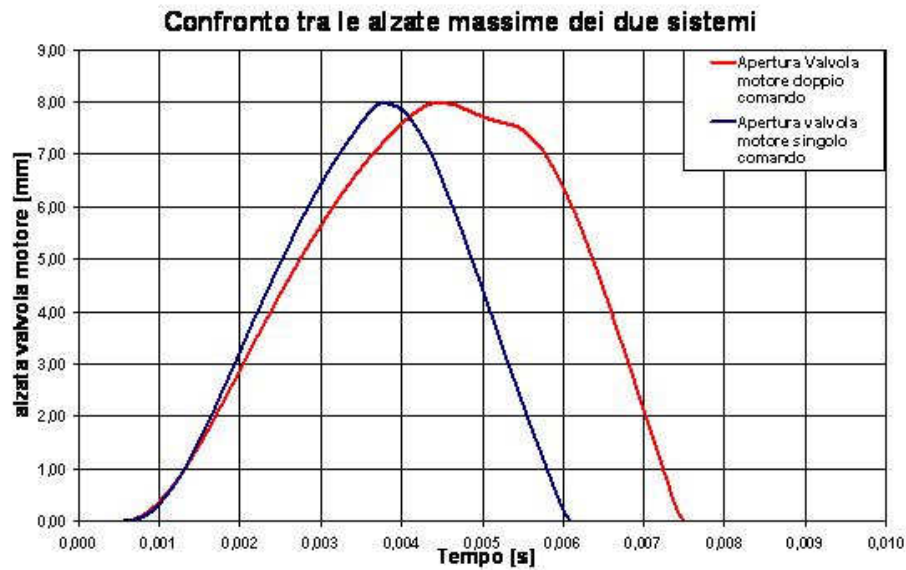


Fig. 41: Confronto tra le alzate massime dei due sistemi

In tabella 2, vengono mostrati gli intervalli minimi di apertura realizzabili per l'alzata massima dai due sistemi, in funzione della velocità di rotazione di un motore a c.i.. Gli intervalli realizzabili dal sistema a doppio comando sono mostrati in turchese; quelli realizzabili dal sistema a singolo comando sono quelli in turchese e quelli in giallo.

Alzata massima: 8mm

giri/min	Durata di	20° angoli di								
	un giro [ms]	manovella	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°
800	75,00	4,17	6,25	12,50	18,75	25,00	31,25	37,50	43,75	50,00
1000	60,00	3,33	5,00	10,00	15,00	20,00	25,00	30,00	35,00	40,00
1500	40,00	2,22	3,33	6,67	10,00	13,33	16,67	20,00	23,33	26,67
2000	30,00	1,67	2,50	5,00	7,50	10,00	12,50	15,00	17,50	20,00
2500	24,00	1,33	2,00	4,00	6,00	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00
3000	20,00	1,11	1,67	3,33	5,00	6,67	8,33	10,00	11,67	13,33
3500	17,14	0,95	1,43	2,86	4,29	5,71	7,14	8,57	10,00	11,43
4000	15,00	0,83	1,25	2,50	3,75	5,00	6,25	7,50	8,75	10,00
4500	13,33	0,74	1,11	2,22	3,33	4,44	5,56	6,67	7,78	8,89
5000	12,00	0,67	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
5500	10,91	0,61	0,91	1,82	2,73	3,64	4,55	5,45	6,36	7,27
6000	10,00	0,56	0,83	1,67	2,50	3,33	4,17	5,00	5,83	6,67

Tab. 2: Aperture realizzabili in funzione della velocità di rotazione di un motore a c.i.

Il sistema a singolo comando riesce a realizzare aperture accettabili, anche a 6000 rpm. Per quanto riguarda i regimi uguali o inferiori a 5000rpm, entrambi i sistemi mostrano un buon campo di utilizzo.

Prendendo in considerazione le simulazioni di alzate parziali, ottenute variando il tempo di attuazione delle valvole elettromagnetiche, il sistema a singolo comando si presenta più adatto a tale tipo di regolazione. Nel sistema a doppio comando, se si varia il tempo di attuazione di una quantità dell'ordine dei microsecondi, si hanno grosse variazioni dei valori di alzata. Al contrario, il sistema a singola valvola mostra una variazione dell'alzata più graduale: pertanto, esso richiede un'elettronica di controllo meno raffinata, potendo coprire comunque un intervallo di alzate maggiore.

Analizzando le simulazioni con pressioni variabili, si può notare che i profili di alzate offerti dal sistema a singolo comando sono più regolari, sia per forma che per durata. In particolare, nel sistema a singolo comando, si ottengono durate delle alzate, accettabili anche con pressioni più basse.

In figura 42, si riportano gli intervalli minimi di apertura realizzabili dal sistema a singolo comando, per un'alzata parziale di 3,2 mm, che presenta una durata di 3,5 ms. Da tale figura, si vede che sono possibili aperture di 30°-60°, ai bassi regimi del motore: tale possibilità permetterebbe di attuare moderne strategie di controllo del motore, come l'Early Intake Valve Closing. A tal proposito, in tabella 3, si mostra la gestione di un motore con strategia EIVC, ad un certo numero di giri (di cui si è discusso nel primo capitolo).

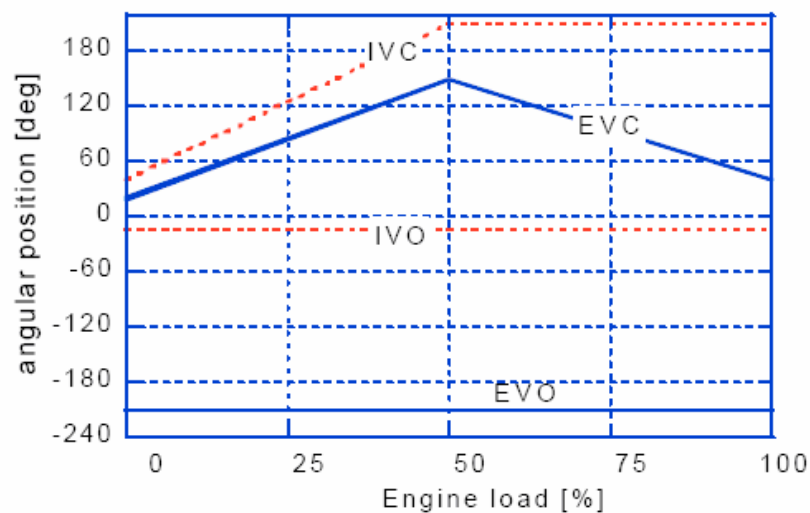


Fig. 42: Possibile gestione del motore con strategia EIVC

Alzata 3,2mm		Durata alzata: 3,5ms								
	Durata di	20° angoli di								
giri/min	un giro [ms]	manovella	30°	60°	90°	120°	150°	180°	210°	240°
800	75,00	4,17	6,25	12,50	18,75	25,00	31,25	37,50	43,75	50,00
1000	60,00	3,33	5,00	10,00	15,00	20,00	25,00	30,00	35,00	40,00
1500	40,00	2,22	3,33	6,67	10,00	13,33	16,67	20,00	23,33	26,67
2000	30,00	1,67	2,50	5,00	7,50	10,00	12,50	15,00	17,50	20,00
2500	24,00	1,33	2,00	4,00	6,00	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00
3000	20,00	1,11	1,67	3,33	5,00	6,67	8,33	10,00	11,67	13,33
3500	17,14	0,95	1,43	2,86	4,29	5,71	7,14	8,57	10,00	11,43
4000	15,00	0,83	1,25	2,50	3,75	5,00	6,25	7,50	8,75	10,00
4500	13,33	0,74	1,11	2,22	3,33	4,44	5,56	6,67	7,78	8,89
5000	12,00	0,67	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00
5500	10,91	0,61	0,91	1,82	2,73	3,64	4,55	5,45	6,36	7,27
6000	10,00	0,56	0,83	1,67	2,50	3,33	4,17	5,00	5,83	6,67

Tab. 3: Intervalli di apertura realizzabili dal sistema a singolo comando, per un'alzata parziale di 3,2 mm

Il sistema a singolo comando risulta essere in grado di realizzare una strategia EIVC, anche all'alzata massima di 8mm, a differenza del sistema a doppio comando, per il quale ci sarebbero delle difficoltà.

Entrambi i sistemi sarebbero capaci di adottare una strategia LEVC; mentre un'architettura combinata EIVC-LEVC si presterebbe meglio al sistema a singolo comando.

L'applicazione di un VVA elettroidraulico, come quelli proposti, consentirebbe di eliminare le valvole di EGR esterne ed il relativo circuito. Tale beneficio si andrebbe ad aggiungere all'eliminazione delle valvole a farfalla e delle relative perdite per lavoro di pompaggio, oltre che al consistente risparmio sul consumo specifico di combustibile.

Alla luce delle simulazioni effettuate, il sistema a singolo comando si presenta come un valido candidato per tali applicazioni, sebbene le prestazioni simulate dovranno essere verificate sperimentalmente.

IV.12 Prototipo del sistema EHVA single command - Banco prova per la sperimentazione

Completata la costruzione del prototipo a singolo comando (mostrato nelle foto di figura 43), si è proceduto alla realizzazione dell'apparato per la sperimentazione.

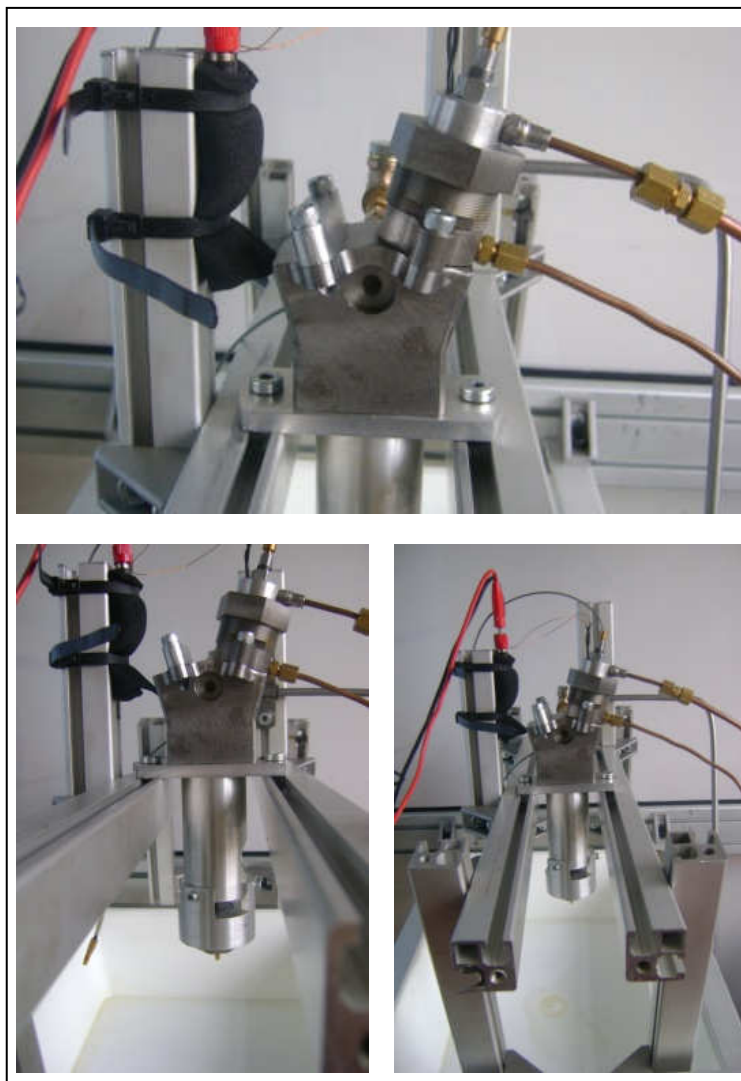


Fig. 43: Prototipo del sistema EHVA single command

In figura 44, viene mostrato lo schema progettuale dell'apparato sperimentale. Della centralina idraulica sono stati schematizzati solo alcuni elementi, poiché nel seguito si riporterà uno schema di dettaglio del circuito idraulico. La centralina idraulica comprende il serbatoio (1) e la pompa ad ingranaggi (2), che provvede ad energizzare il fluido: il rail di alta pressione funziona a valori di pressione variabili tra 130 e 180 bar. In figura sono stati schematizzati anche due manometri e due valvole riduttrici di pressione (5 e 7). L'apparato per le misure è costituito da:

- Due trasduttori di spostamento (8 e 12), relativi al movimento dell'ancoretta ed al movimento della valvola motore.

- Un trasduttore di pressione (11), necessario per misurare l'andamento della pressione, nel volume di controllo dell'attuatore.
- Un trasduttore di corrente (14) ed uno di tensione (13), per misurare la tensione e la corrente di comando in ingresso alla valvola elettromagnetica.

I segnali acquisiti vengono convogliati verso un computer o uno oscilloscopio (15). Viene, inoltre, rappresentata l'elettronica di comando (15), costituita da un modulo costruito dalla Loccioni.¹⁶

Nella figura sono schematizzati anche il prototipo del sistema VVA (10) e la valvola elettromagnetica di comando (9).

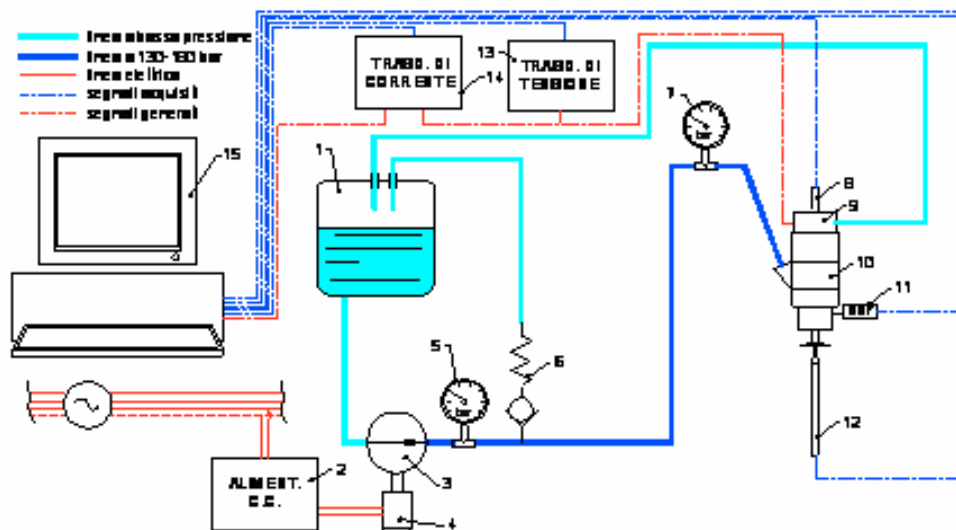


Fig. 44: Schema dell'apparato sperimentale

Il prototipo consente l'acquisizione dei seguenti segnali¹⁷:

- Spostamento dell'ancora nella valvola di comando alta pressione (tramite NCDT300 a correnti parassite)
- Spostamento dell'ancora nella valvola di comando bassa pressione (tramite NCDT300 a correnti parassite)

¹⁶ L'elettronica di comando viene descritta in Appendice Q

¹⁷ I sensori scelti vengono descritti in Appendice R

- Spostamento dell'otturatore nella valvola di comando alta pressione (tramite NCDDT300 a correnti parassite)
- Spostamento dell'otturatore nella valvola di comando bassa pressione (tramite NCDDT300 a correnti parassite)
- Spostamento della valvola motore (tramite NCDDT3300 a correnti parassite)
- Pressione nel volume sovrastante il pistone attuatore (PCB112A ad effetto piezoelettrico)
- Tensione di pilotaggio e corrente per ciascuno dei due elettromagneti (tramite sensori LEM basati sull'effetto Hall).

In figura 45 è mostrato il banco prove opportunamente progettato ed allestito per sistemare il prototipo EHVA (oltre ad un sistema VVA Dell'Orto, di tipo elettromeccanico).

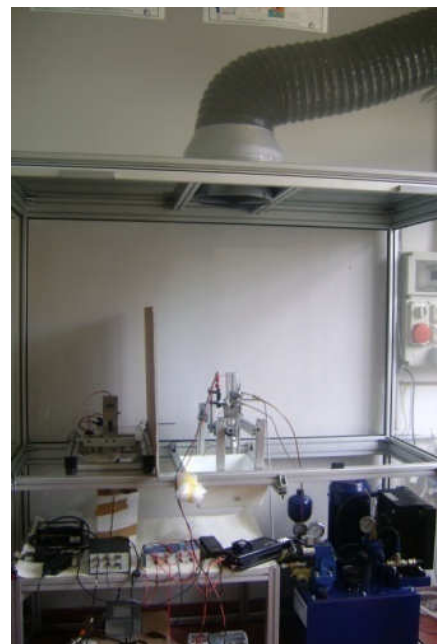
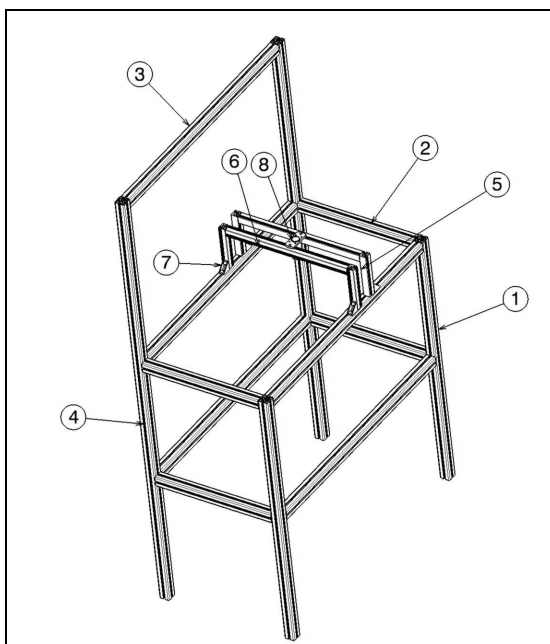


Fig. 45: Banco prove per la sperimentazione del prototipo

IV.13 Circuito idraulico

Con la centralina idraulica scelta, è stato messo a punto il circuito idraulico del sistema, schematizzato in figura 46 (la legenda è riportata in tabella 4).

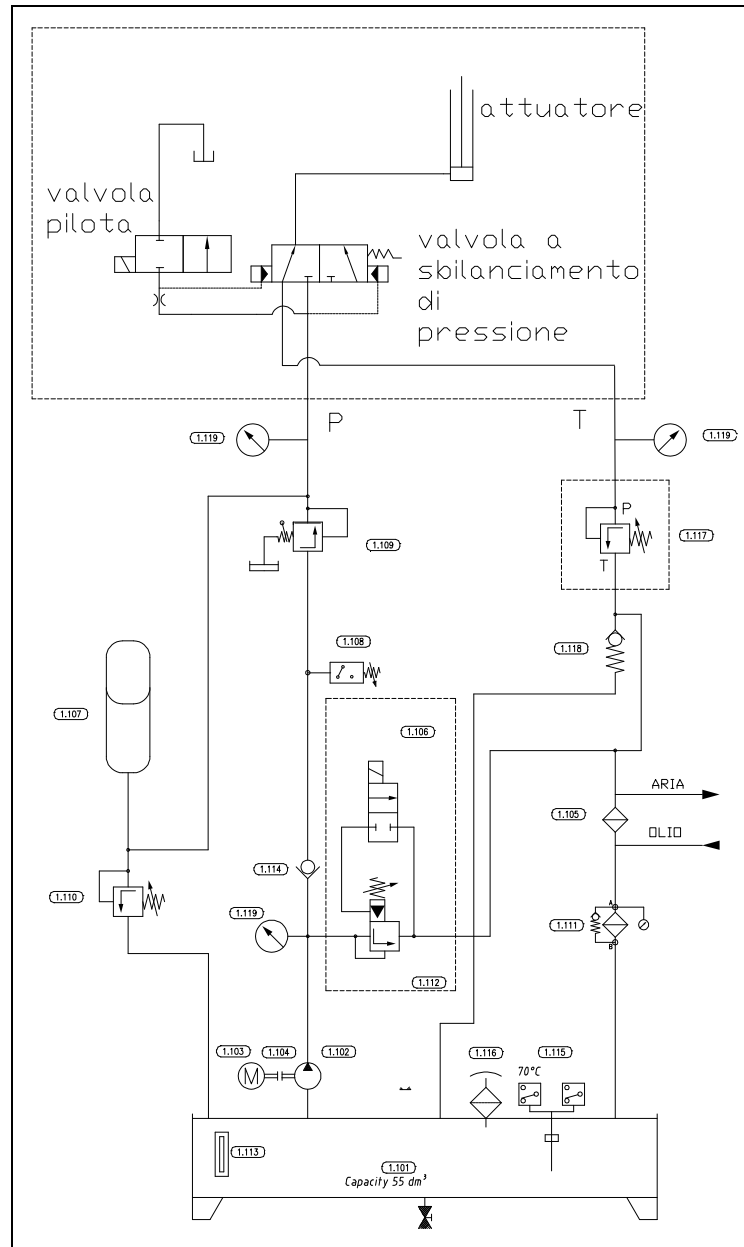


Fig. 46: Schema del circuito idraulico completo

1.101	Serbatoio 55 litri
1.102	Pompa idr. Casappa 4cc
1.103	Motore elettrico trifase 3KW B5
1.104	Accoppiamento motore pompa
1.105	Scambiatore aria olio □KLC1H/1.0M230V/1/S
1.106	Valvola di massima DBW10A1_5X/350
1.107	Accumulatore SB□330-06E1/112U-330AK
1.108	Pressostato HED80A1X
1.109	Riduttrice di pressione DR6DP
1.110	Valvola di massima DBDS6
1.111	Filtro RFM165
1.112	Piastra di base
1.113	Indicatore livello ottico FSA.127
1.114	Valvola di non ritorno
1.115	Indicatore temperatura e livello elettrico
1.116	Tappo di riempimento con sfiato ELFP
1.117	DBDH6G1X/200
1.118	S10A5X
1.119	Manometro

Tab. 4: Legenda dei simboli dello schema idraulico di figura 56

IV.13.1 Pompa ad ingranaggi

Per il circuito idraulico del sistema EHVA, si è scelto di impiegare una pompa ad ingranaggi (uno schema è mostrato in figura 47).

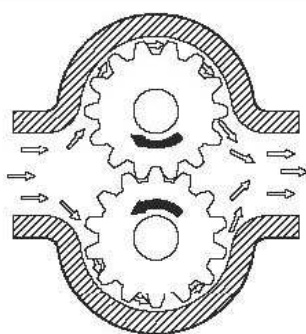


Fig. 47: Schema pompa ingranaggi

Questo generatore di portata è molto diffuso nelle applicazioni di oleodinamica. A favore di questa pompa giocano numerosi pregi di indole costruttiva, funzionale ed economica, che si possono così riassumere: robustezza, adattamento a notevoli

variazioni di viscosità dell'olio, facilità di montaggio, ampiezza del campo di regimi ammissibili, facilità di aspirazione, enorme gamma di portate disponibili sul mercato. Un limite di tale pompa è la pressione massima raggiungibile (200 bar). Grandezza caratteristica è quindi la portata di olio elaborata. L'espressione utilizzata per il calcolo della portata volumetrica [m³/s] è:

$$q = z \cdot m^2 \cdot b \cdot |N| \cdot \left(1 + \frac{1}{z} - \frac{z}{4} \cdot \cos^2 \varphi \cdot \theta^2 \right) \cdot \eta_{vol}$$

dove:

- z è il numero di denti,
- m è il modulo [m],
- b è la profondità assiale del dente [m],
- N è la velocità di rotazione [giri/s],
- φ è l'angolo di spinta [rad],
- θ è la posizione angolare del dente [rad],
- η è il rendimento volumetrico.

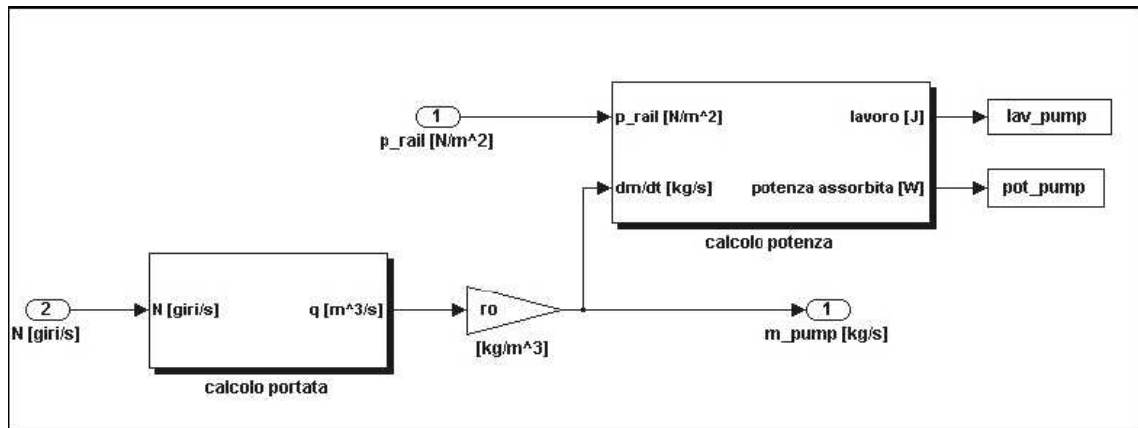


Fig. 48: Schema Simulink della pompa a ingranaggi

Lo schema Simulink della pompa è riportato in figura 48. Esso è pensato, in modo da avere in ingresso la velocità di rotazione e fornire di conseguenza la portata erogata dalla pompa. In ingresso, è richiesta anche la pressione della linea di alta [Pa], in modo da ottenere, nel blocco “calcolo potenza”, una stima del calcolo della energia spesa per l’azionamento della pompa:

$$P_{ass} = \frac{(p_{rail} - p_{bassa}) \cdot q}{\eta_{mecc}}$$

dove si è considerato, per semplicità, il rendimento meccanico costante e pari a 0.9.



Fig. 49: Centralina idraulica

La pompa installata sulla centralina (in foto di figura 49) è una pompa ad ingranaggi di 4 cm³ di cilindrata, che elabora una portata di 6.98 l/min, se accoppiata ad un motore elettrico che gira a 1500 rpm. La pressione massima continua fornita dalla pompa è pari a 280 bar.

Il serbatoio ha una capacità di 55 l, cioè più di 9 volte la portata della pompa in l/min, in maniera da porsi in condizioni di sicurezza, per quanto riguarda il riscaldamento dell'olio. A tal proposito, il circuito idraulico è dotato di uno scambiatore di calore.

Per il sistema, si prospettano due tipi di configurazione. Una soluzione prevede che la pompa sia indipendente dal motore e che sia trascinata da un motore elettrico; l'altra prevede che la pompa sia trascinata dal motore stesso. In quest'ultimo caso, a valle della pompa vi è un regolatore di pressione, ossia una elettrovalvola che regola una ulteriore portata di efflusso di olio tra il rail e la galleria dell'olio del motore. Parzializzando opportunamente tale portata, è possibile regolare la pressione all'interno del rail ed ottenere i livelli di pressione desiderati.

IV.13.1 Potenza assorbita dal sistema¹⁸

In questo paragrafo, vengono presentati i risultati relativi alla stima delle potenze assorbite dal sistema, a diversi regimi di funzionamento.

I risultati sono stati ottenuti facendo riferimento a una serie di simulazioni effettuate sul sistema, in diverse condizioni di funzionamento.

Per entrambe le possibili configurazioni citate (pompa trascinata da un motore elettrico; pompa trascinata dal motore stesso), si sono effettuate simulazioni relative a due modalità di regolazione attuabili dal sistema (riportate in figura 50, a titolo di esempio):

- Regolazione ad ampiezza angolare variabile (indicata anche come regolazione ad “alzata costante”).
- Regolazione ad ampiezza angolare costante (indicata anche come regolazione ad “alzata variabile”).

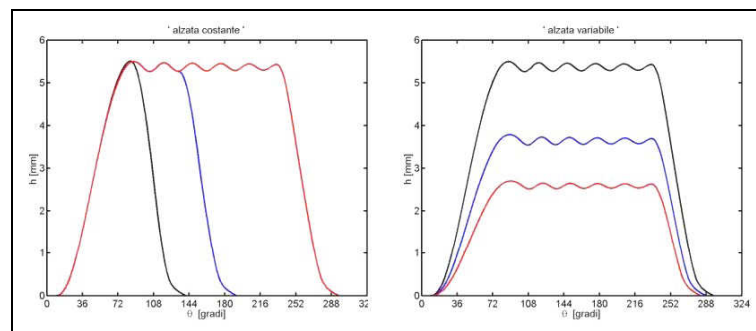


Fig. 50: Modalità di regolazione

Per la stima delle perdite, si sono analizzate entrambe le configurazioni possibili:

- Pompa trascinata da un motore elettrico;
- Pompa trascinata dal motore termico.

¹⁸ Le simulazioni sono riportate in Appendice S. La stima completa delle perdite è riportata in appendice T

Le perdite sono relative al treno di otto valvole di aspirazione, e sono state confrontate con quelle relative ad un treno di valvole azionate direttamente da un albero a camme.

Si è fatta una stima delle energie assorbite dalla pompa ad ingranaggi e dal sistema elettrico di azionamento delle elettrovalvole. Inoltre, nel caso di configurazione con pompa azionata da motore elettrico, si è fatta una stima dell'energia assorbita dal motore elettrico.

Rimandando la trattazione completa all'Appendice P, nei diagrammi che seguono, viene riportato il confronto tra il sistema EHVA innovativo ed un sistema di distribuzione tradizionale, in alcune condizioni di funzionamento.

In ciascun diagramma sono riportate tre curve, relative a:

1. Potenza assorbita nel caso di treno valvole comandate con albero a camme.
2. Potenza assorbita nel caso di treno valvole comandate con EHVA, con pompa azionata elettricamente.
3. Potenza assorbita nel caso di treno valvole comandate con EHVA, con pompa azionata dal motore.

L'analisi è stata condotta in due configurazioni:

- Condizioni di ammissione totale
- Condizioni di ammissione parziale.

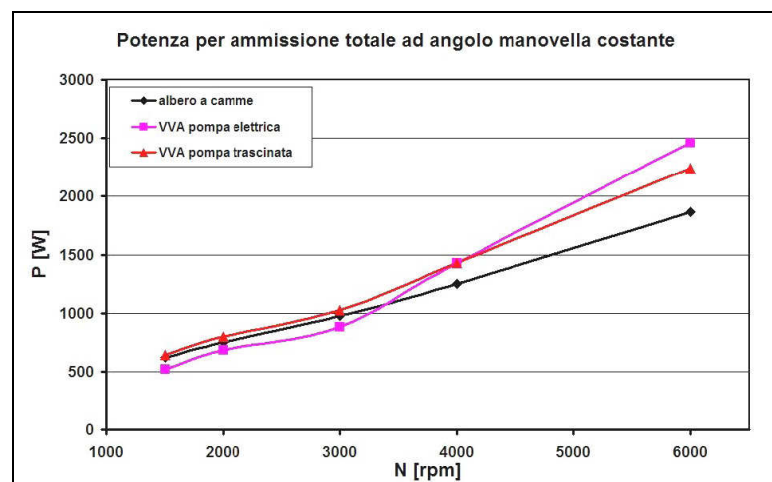


Fig. 51: Confronto tra le potenze assorbite (in condizioni di ammissione massima e per regolazioni del tipo "angolo manovella costante"), al variare del numero di giri del motore

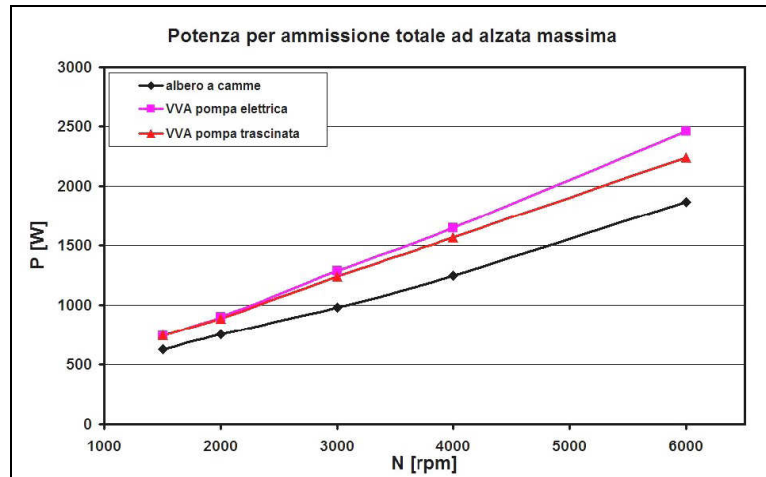


Fig. 52: Confronto tra le potenze assorbite (in condizioni di ammissione massima e per alzata massima), al variare del numero di giri del motore

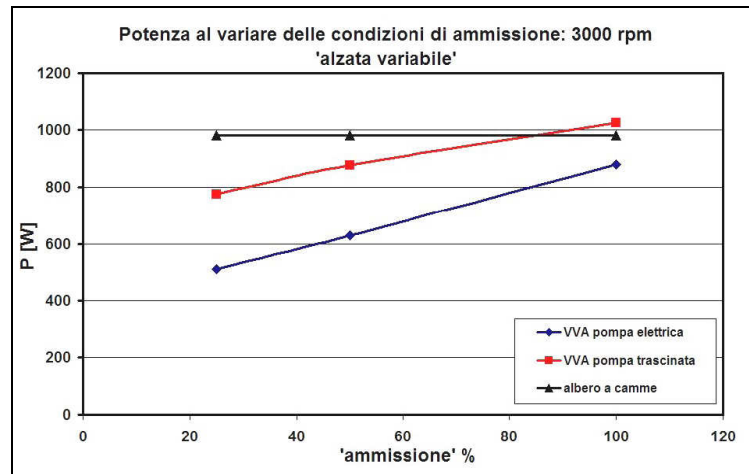


Fig. 53: Confronto tra le potenze assorbite (in condizioni di alzata variabile, a 3000 rpm), al variare delle condizioni di ammissione

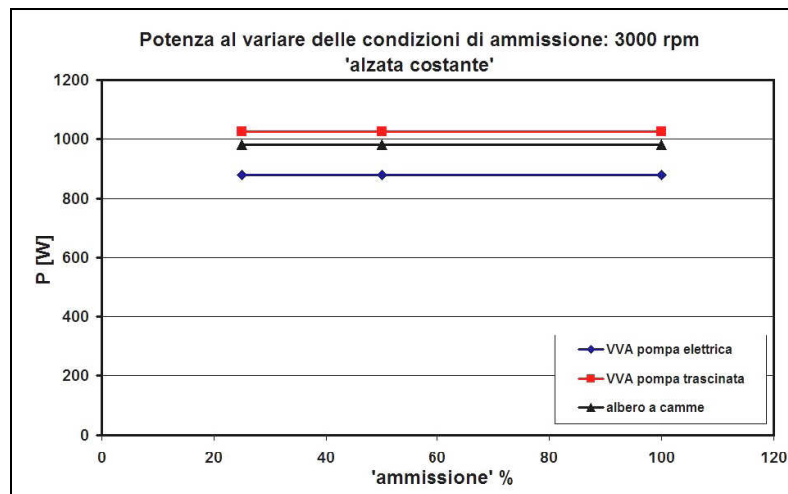


Fig. 54: Confronto tra le potenze assorbite (in condizioni di alzata costante, a 3000 rpm), al variare delle condizioni di ammissione

Dalle analisi condotte, si evince che:

- In condizioni di ammissione totale, il sistema (sia nella configurazione con pompa elettrica sia in quella con pompa trascinata dal motore termico), presenta delle perdite confrontabili con quelle di un sistema tradizionale.
- In condizione di ammissione parziale, il sistema elettroidraulico proposto presenta, in entrambe le configurazioni, perdite quasi sempre minori rispetto a quelle di un sistema tradizionale.

Tra i due tipi di configurazione, quella con la pompa azionata elettricamente risulta essere meno dissipativa. Di contro, la configurazione con pompa trascinata dal motore si presenta più affidabile e più semplice, da un punto di vista costruttivo, in quanto non prevede un ulteriore componente, quale il motore elettrico. Inoltre, risulta evidente dai grafici, il vantaggio di operare una regolazione della quantità di carica immessa variando l'alzata, e non la durata della stessa.

IV.13.2 Valvole di regolazione¹⁹

Il circuito idraulico è dotato di alcune valvole di regolazione, sia sul ramo di alta pressione che su quello di bassa pressione. Sul ramo di alta pressione, vi sono due valvole di massima, per regolare la pressione.

IV.13.3 Smorzatore di pressione²⁰

Nel circuito è previsto un accumulatore a gas, avente la funzione di smorzare le oscillazioni di pressione. Questo elemento è in grado di fornire una capacità di accumulo del liquido di lavoro, al fine di attenuare le oscillazioni di pressione nel circuito. La sua presenza è utile per evitare eccessive cadute di pressione nella linea di alta pressione, quando da essa è prelevato del fluido.

¹⁹ Lo studio e la scelta di tali valvole sono riportati in Appendice U

²⁰ Lo studio dell'accumulatore è riportato in Appendice V

V.14 Sicurezza intrinseca del sistema

Uno dei limiti dei sistemi elettroidraulici camless è rappresentato dalla carenza di soluzioni che intervengano per la messa in sicurezza dell'attuatore, in caso di avarie.

Nei sistemi camless, non è garantito il continuo contatto tra camma ed elementi di comando valvola (come nei sistemi a camme tradizionali): pertanto dei malfunzionamenti possono provocare l'apertura indesiderata della valvola ed il conseguente dannoso urto fra valvola e pistone.

Il sistema proposto è stato studiato anche per essere intrinsecamente sicuro, nei confronti di eventuali avarie dell'impianto elettrico o idraulico. Le tipiche situazioni di guasto per attuatori elettroidraulici camless, come quello sviluppato, sono ascrivibili a:

- Avaria dell'impianto elettrico
- Avaria dell'impianto idraulico
- Fault del sistema di controllo.

IV.14.1 Avaria dell'impianto elettrico

In caso di avaria dell'impianto elettrico, potrebbe accadere che non pervenga segnale (o che arrivi un segnale errato) alle elettrovalvole: in tal caso, la valvola motore potrebbe restare aperta ed interferire con il pistone.

Nel sistema sviluppato, tale problema viene risolto grazie alla natura semiautomatica delle elettrovalvole impiegate:

- L'elettrovalvola di alta pressione è normalmente chiusa (a magnete diseccitato);
- L'elettrovalvola di bassa pressione è normalmente aperta (a magnete diseccitato).

In caso di avaria del sistema elettrico (in assenza di segnale elettrico), la valvola HP permane chiusa e la valvola LP risulta aperta. Pertanto, la valvola motore può chiudersi, senza alcun intervento esterno, per effetto della molla di richiamo.

IV.14.2 Fault del sistema di controllo

Una situazione potenzialmente pericolosa è l'invio di segnali di comando alle elettrovalvole con tempistiche errate: questo malfunzionamento potrebbe determinare l'apertura della valvola motore, quando il pistone è vicino al punto morto superiore, con la conseguente interferenza tra i due organi.

Il sistema sviluppato adotta una logica di gestione dei segnali inviati alle servovalvole, che permette di controllare le situazioni di guasto, dovute al cattivo funzionamento del sistema di controllo del VVA.

Facendo riferimento allo schema in figura 55, il sistema prevede una camma (rotante con l'albero motore), che presenta un settore circolare scavato per una lunghezza angolare di ampiezza pari all'angolo di manovella, in corrispondenza del quale è possibile l'interferenza tra pistone e valvole motore. Un pick-up ad effetto Hall invia un segnale rettangolare, la cui parte diversa da zero ha durata corrispondente alla lunghezza della parte di camma non scanalata.

In tal modo, finché il pick-up è affacciato alla parte non scanalata, vi è la certezza che non ci si trova nella zona di interferenza pistone-valvola: esso invia un segnale non nullo all'interdittore che resta chiuso. In tale condizione, i segnali di comando, inviati dalla centralina, possono pervenire al VVA (l'interdittore ne consente la trasmissione). In tale zona angolare, anche se i segnali non sono corretti, si è sicuri che le valvole non impattino con il pistone. Quando il pick-up si affaccia alla zona scanalata, esso invia un segnale nullo. Di conseguenza, l'interdittore si apre e, anche se la centralina dovesse inviare un segnale (con tempistica errata), tale segnale non perverrebbe al sistema di attuazione che, per come è concepito, in tale situazione lascia le valvole chiuse, evitando l'impatto con il pistone.

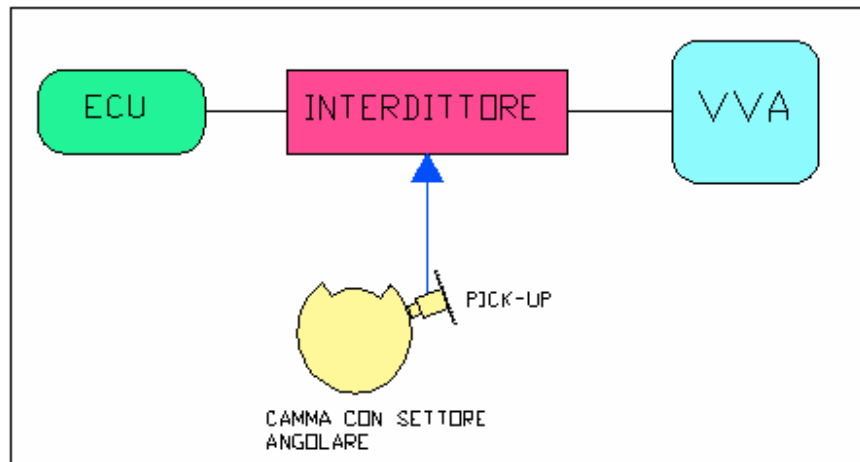


Fig. 55: Schema del dispositivo di sicurezza

Va notato che, per rendere il sistema intrinsecamente sicuro, l'interditore non può provocare l'apertura della valvola motore, ma solo impedirla. Ciò comporta che, in caso di avaria all'interditore, non si possa verificare un'apertura involontaria della valvola motore (e un'eventuale impatto con il pistone); un'avaria dell'interditore potrebbe provocare soltanto la chiusura della valvola motore (scongiurando comunque il rischio di impatto valvola – pistone).

IV.14.3 Avaria dell'impianto idraulico

In caso di avaria alla parte idraulica (ad esempio, per una perdita del circuito o un guasto alla pompa), il circuito non va in pressione. In questa eventualità, il sistema di protezione fa aprire la valvola di bassa, non appena si passa per la zona di potenziale interferenza valvola-pistone. In questo modo, viene scaricato l'eventuale fluido residuo nella camera di lavoro, consentendo alla valvola motore di chiudersi, sotto l'effetto della molla, sottraendola all'impatto con il pistone.

Qualora per un motivo non previsto, si verifichi l'impatto tra valvola e pistone, il sistema proposto è in grado di minimizzare i danni, in quanto assume un comportamento non "rigido". Un'eventuale risalita non prevista della valvola motore genera un aumento di pressione nella camera di lavoro, fino al valore regnante nel rail di alta pressione. A questo punto, la valvola di alta pressione si apre automaticamente, consentendo il riflusso di olio verso il rail di alta. La valvola di alta pressione funziona

come una valvola di massima del circuito, tarata al valore del rail di alta e, pertanto, consente di limitare i carichi (e, quindi, i danni), in caso di impatto accidentale.

IV.15 Prestazioni del sistema EHVA

Le simulazioni e le prime attività sperimentali sul sistema EHVA hanno confermato le potenzialità dell'attuatore elettroidraulico.

La possibilità di doppio controllo, attraverso la variazione di pressione nel rail di massima oppure la variazione dei tempi di attuazione della valvola elettromagnetica, conferiscono al sistema una ulteriore flessibilità e, quindi, un ulteriore vantaggio competitivo.

Esso si propone come valido candidato, per la realizzazione delle moderne strategie di controllo del motore:

- Esclusione ciclica di una valvola;
- Variazione combinata ed indipendente di alzata-durata-fase;
- Eliminazione della valvola a farfalla;
- Eliminazione della valvola EGR;
- Strategia combinata EIVC-LEVC, cicli termodinamici alternativi.

In particolare, il sistema a singolo comando ha dimostrato le migliori potenzialità, nonostante alcune limitazioni nella realizzazione della fase di holding, a causa di una maggiore semplificazione nel controllo.

Il sistema EHVA single command ha mostrato minori durate minime delle aperture, nonché maggiore regolarità nella forma del profilo di alzata e nella durata.

Inoltre, la maggiore semplicità costruttiva del sistema lo rende competitivo sul mercato, nell'ambito dei sistemi elettroidraulici.

Il sistema presenta inoltre vantaggi considerevoli, rispetto ai tipici limiti dei sistemi elettroidraulici camless, relativi a:

- Sicurezza intrinseca del sistema
- Recupero dell'energia, altrimenti dissipata, per effetto delle oscillazioni di pressione in camera di lavoro.

Nella tabella, si sintetizzano le potenzialità del sistema EHVA sviluppato, confrontando le prestazioni del sistema a singolo comando (ricavate dalle simulazioni), con le prestazioni ottimali per un VVA elettroidraulico, proposte dai ricercatori Lotus e considerate attualmente come target ideali.

Prestazione	Valore ottimale	Valore attuale
Alzata valvola	Completamente variabile fino a 10 mm nei motori SI fino a 15 mm nei motori CI	Completamente variabile con holding frastagliato fino a 8mm
Fasatura della valvola ed intervalli di apertura	Nessuna restrizione	Intervalli di apertura accettabili
Velocità di apertura	10 mm in 3 ms	8 mm in 3 ms
Velocità di chiusura	10 mm in 3 ms	8 mm in circa 3 ms
Regime del motore	Fino ad 8000 rpm	Prestazioni accettabili fino a 5500 - 6000 rpm
Velocità di atterraggio	Soft landing (velocità max : 0.1 m/s)	Soft landing possibile, se corredato di freno idraulico
Esclusione valvole	Su tutte le valvole	Su tutte le valvole
Aperture multiple	Almeno due aperture per ciclo	Solo per alzate parziali e per regimi uguali o minori 3000 rpm
Attuazione indipendente valvole	Alzata, fasatura e velocità individuale delle valvole	Alzata, fasatura e velocità individuale delle valvole

Tab. 5: Confronto tra le prestazioni del sistema EHVA e quelle di target per i VVA elettroidraulici camless

IV.16 Sviluppi futuri

In vista del prosieguo delle attività sperimentali, presso i laboratori dell'Istituto Motori, si procederà alla costruzione di un secondo dimostratore di EHVA single command, da provare al banco.

Uno degli elementi innovativi introdotti nel sistema VVA è un freno idraulico, progettato per assicurare il soft landing della valvola.

Un limite tipico dei sistemi camless è rappresentato dalla necessità di assicurare il “soft landing della valvola” (il problema è stato trattato nel secondo capitolo, a proposito dei sistemi camless elettromagnetici).

Il sistema EHVA studiato è in grado di gestire questo fenomeno, anche grazie al principio di funzionamento delle elettrovalvole.

Facendo riferimento alla figura 4 di questo capitolo (in cui si riporta la gestione delle fasi dell'alzata valvola), si osserva che in fase di chiusura della valvola motore, vi è un effetto frenante dovuto al funzionamento delle servovalvole che comandano il circuito, che riduce la velocità con cui la valvola si avvicina alla propria sede. A circa metà corsa di chiusura, viene azionata (quindi chiusa) la valvola LP: il volume di controllo risulta isolato dal serbatoio di bassa pressione. Mentre la valvola si avvicina alla propria sede, l'olio nella camera dell'attuatore viene compresso e, quando la pressione supera quella presente nel rail di alta, automaticamente la valvola HP si apre e reintegra olio nel rail stesso. In tal modo, l'energia (che altrimenti verrebbe dissipata in urti della valvola sulla propria sede e onde di pressione, come mostrato in figura 56) viene convertita in energia di pressione, utile per i cicli successivi. Si ottiene un ulteriore recupero energetico, non presente in altri sistemi della tecnica nota.

Modulando con precisione i tempi di azionamento delle elettrovalvole, sarebbe possibile rallentare la valvola motore, in modo da farla accostare alla sede, con velocità inferiori a 0.1 m/s (valore idoneo, per ottenere un buon comfort acustico). Tuttavia, occorrerebbe implementare tecniche di controllo sofisticate e disporre di sensori di retroazione precisi e veloci.

Il sistema di controllo può essere reso più semplice ed economico, se:

- Si richiede una precisione nel controllo della velocità di accostamento meno accurato, ad esempio che consenta di ottenere velocità di impatto non superiori a 0.3-0.4 m/s.
- Si affianca un sistema frenante di tipo idraulico che, in modo automatico, provveda a rallentare la valvola prima della chiusura, fino al valore desiderato di 0,1 m/s.

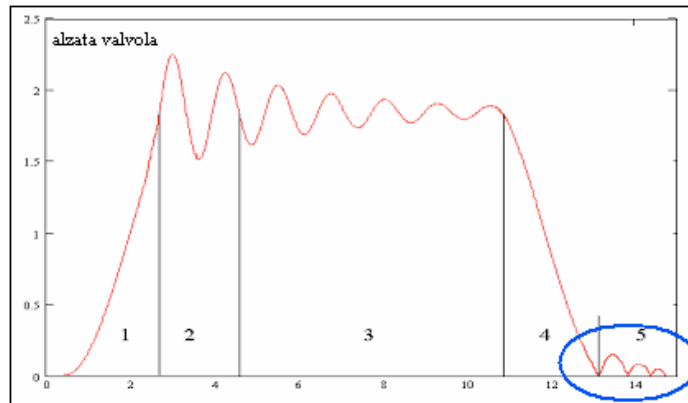


Fig. 56: Legge di alzata (in funzione del tempo),
con l'evidenziato fenomeno di rimbalzo della valvola sulla propria sede (in assenza di soft landing)

Per raggiungere questo scopo, senza penalizzare la dinamica del sistema, in termini di velocità di risposta e di consumo energetico, bisogna realizzare un sistema che generi sulla valvola una forza frenante dissipativa, solo quando necessario.

Il freno in oggetto deve agire in prossimità della sede, e solo nella fase di avvicinamento. Nelle fasi di allontanamento, esso deve lasciare libero l'equipaggio mobile.

Una possibile forma esecutiva di tale sistema è quella mostrata in figura 57, in cui si riportano: la valvola motore (1); l'elettrovalvola di alta pressione (7); l'elettrovalvola di bassa pressione (8), in comunicazione con la camera di lavoro (9) dell'attuatore (2).

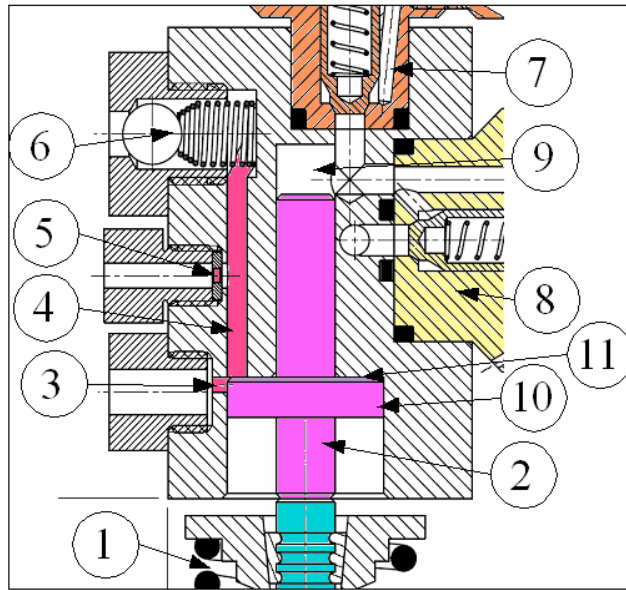


Fig. 57: Sezione principale del freno idraulico

Il pistoncino attuatore presenta una sezione allargata (10), nella sua parte inferiore, che funge da ulteriore pistone, delimitando un nuovo volume di controllo, con la superficie (11) del corpo fisso dell'attuatore. Tale volume di controllo è in comunicazione con un serbatoio di olio a pressione atmosferica (o alla pressione del circuito dell'olio motore), mediante:

- il condotto (3),
- il foro calibrato (5),
- il condotto (4), mediante la valvola unidirezionale (6).

Quando la valvola motore (1) inizia ad aprirsi verso il basso, vi è un aumento del volume di lavoro, delimitato dal pistone (10) e la superficie (11). Ciò richiama olio dal serbatoio a bassa pressione, attraverso i fori (3), (4), (5) e la valvola (6). Poiché tali fori hanno una sezione complessiva molto grande, la valvola (1) incontra bassa resistenza al moto di apertura. Al contrario, appena essa inverte il suo moto, il volume di lavoro del pistone (10) va in pressione, perché la valvola unidirezionale si chiude. Tuttavia, la presenza dei fori (3) e (5), ancora aperti, garantisce la chiusura della valvola (1), senza eccessive resistenze.

Quando la valvola si avvicina al suo fine corsa, il foro (3) inizia ad essere parzializzato. L'altezza, a cui è posto tale foro, definisce il punto di intervento del freno

idraulico in esame. Appena il foro (3) inizia ad essere occluso, la pressione nel volume delimitato dal pistone (10) e dalla superficie (11) comincia a crescere sensibilmente: in questa fase infatti, l'olio viene costretto a passare attraverso il foro (3), parzialmente occluso ed il foro calibrato (5). Ne risulta una pressione, agente sulla corona circolare superiore del pistone (10), in direzione opposta al moto della valvola, che in tal modo viene frenata. Il livello di pressione, raggiunto in questo secondo volume di lavoro, è proporzionale alla velocità con cui la valvola si avvicina alla propria sede (perché le forze viscosive che si oppongono alla fuoriuscita dell'olio, attraverso il foro calibrato (5) e che sono causa dell'incremento di pressione, sono esse stesse proporzionali a detta velocità).

Ne risulta un'azione frenante di tipo viscoso che agisce, in ogni condizione di funzionamento, indipendentemente dall'azione del sistema di controllo del dispositivo.

Tale forza frenante si oppone solo al moto in chiusura, e non a quello in apertura della valvola (1), grazie alla valvola unidirezionale (6).

Questo sistema, che genera un'azione frenante proporzionale alla velocità della valvola (forza viscosa), risulta avere capacità di adattamento automatico alle condizioni di funzionamento. Se la valvola motore (1) si avvicina alla sede con velocità elevata, il freno interviene con una “grande” forza frenante. Nel caso in cui la velocità di accostamento sia bassa, il sistema interviene con una forza “piccola”. Il freno “dosa” il suo intervento spontaneamente, in base alle necessità del sistema. Ciò rappresenta un grande vantaggio perché, al variare delle condizioni di funzionamento del sistema (temperatura e viscosità dell'olio, usura, ecc.), il freno studiato compensa automaticamente le dispersioni di funzionamento del sistema, sgravando il controllo elettronico di questo onere. Grazie al freno è possibile realizzare il sistema VVA con un controllo più semplice ed economico.

Il primo dimostratore di EHVA, attualmente al banco (realizzato per effettuare prime verifiche ed acquisire know-how) è sprovvisto di freno idraulico. Il dispositivo verrà sicuramente inserito nel prossimo prototipo di attuatore.

CONCLUSIONI

Lo studio dell'attuazione variabile delle valvole motore, presentato in questo lavoro di tesi, si è inserito nell'attuale panorama dei motori alternativi a combustione interna, in cui l'esigenza di conciliare la riduzione di consumi ed emissioni con il mantenimento delle alte prestazioni, impone una gestione più flessibile dei propulsori.

Le potenzialità mostrate dall'attuazione completamente variabile delle valvole motore fanno di questo argomento un interessante oggetto di studio, in vista di fruttuose applicazioni. I progressi tecnologici rendono oggi superabili dei limiti che fino a pochi anni fa ostacolavano la concreta applicazione delle strategie VVA.

Per quanto riguarda i VVA innovativi di tipo meccanico (descritti nel terzo capitolo), dalle analisi condotte, risulta chiaro che essi sono tra i sistemi di attuazione meno flessibili. A fronte di indiscussi pregi, quali la robustezza e la semplicità, essi si presentano come sistemi piuttosto rigidi nell'attuazione variabile, incapaci di controllare la contemporanea ed indipendente variazione dei tre parametri della legge di alzata.

Lo studio di questi “3 elements VVA systems” è stato guidato soprattutto dall'esigenza di applicare il dispositivo ad un motore motociclistico. In questa ottica, è stata sacrificata la totale flessibilità del VVA, a vantaggio di una minore complessità e del contenimento degli ingombri.

Preso atto dei loro limiti, questi sistemi rientrano nella categoria dei variatori di alzata, offrendo buone potenzialità, in termini di variazione dell'alzata valvola, con i conseguenti benefici di tale strategia.

Attualmente, adoperando come strumento di calcolo lo stesso algoritmo sviluppato, si sta studiando un sistema meccanico a camme, a “4 elementi”. Dalle prime simulazioni, esso dimostra di essere in grado di abbinare alla variazione di alzata anche quella di durata. I vantaggi offerti sono notevoli, a fronte di una lieve complicazione del

dispositivo. Tale studio proseguirà con la costruzione di un prototipo per le prime prove al banco sul motore motociclistico a disposizione.

Nella “scala evolutiva” dei sistemi di attuazione variabile, i VVA elettroidraulici camless rappresentano senz’altro uno degli ultimi gradini. Tali sistemi offrono la possibilità di variare tutti i parametri caratteristici della legge di alzata, consentendo di gestire le singole valvole motore, in maniera continua ed indipendente.

In un sistema di attuazione valvole di tipo elettroidraulico, i fattori responsabili della riuscita del controllo sono la precisione, la rapidità di intervento e l’affidabilità della gestione elettronica.

Il forte progresso dell’elettronica, elemento fondamentale nella gestione di un VVA elettroidraulico, ha influito sullo sviluppo di tale tecnologia.

Tuttavia, attualmente, i sistemi elettroidraulici (in particolare quelli camless) presentano, nel loro funzionamento, ancora diversi limiti, peculiari della particolare realizzazione del dispositivo, che ne limitano l’applicazione su larga scala.

Una carenza comune a tutte le tipologie è l’assenza di soluzioni che garantiscano un elevato grado di sicurezza al sistema, in caso di avaria del sistema elettrico o del dispositivo di controllo. Non tutti i sistemi presentano soluzioni per lo smorzamento delle oscillazioni di pressione nella camera di lavoro degli attuatori idraulici, né per il recupero di tale energia, che viene normalmente dissipata, con la conseguente produzione di calore, che deve essere opportunamente smaltito. Altro limite è rappresentato dall’assenza di strategie di controllo dell’alzata valvola, semplici ed efficaci. La maggior parte dei sistemi attuali presenta notevoli limiti sul regime massimo di funzionamento, dovuti alla dinamica delle valvole di comando, che hanno limiti superiori di funzionamento, oltre i quali non riescono ad agire in tempi paragonabili a quelli del ciclo motore.

Le simulazioni e le prime attività sperimentali sul sistema EHVA brevettato dalla Dell’Orto (trattato nel quarto capitolo della presente tesi) hanno confermato le potenzialità dell’attuatore elettroidraulico.

Esso si propone come valido candidato per la realizzazione delle moderne strategie di controllo del motore:

- Esclusione ciclica di una valvola;
- Variazione combinata ed indipendente di alzata - durata - fase;
- Eliminazione della valvola a farfalla;
- Eliminazione della valvola EGR;
- Strategia combinata EIVC-LEVC, cicli termodinamici alternativi.

Inoltre, il sistema EHVA, è in grado di superare alcuni limiti propri dei sistemi elettroidraulici camless, relativi a:

- Sicurezza intrinseca del sistema
- Recupero dell'energia, altrimenti dissipata, per effetto delle oscillazioni di pressione in camera di lavoro.

Il passo successivo nello sviluppo di questo sistema è rappresentato dalla realizzazione di un prototipo completo ed ottimizzato per applicazione industriale.

Appendice A

Scelta del profilo superiore del bilanciante ausiliario

Una peculiarità non trascurabile dei due bilancieri del sistema in oggetto è rappresentata dalla opportunità di variarne il profilo, in funzione del risultato che si desidera ottenere.

Prima di sviluppare l'attuale sistema, caratterizzato da profili rettilinei, sono state studiate altre possibili soluzioni.

Considerando circolare il pattino del bilanciante ausiliario, il profilo superiore del bilanciante ausiliario è stato disegnato, in maniera da garantire, durante il suo moto traslatorio, il contatto con il raggio base della camma.

Sono state considerate due possibili configurazioni per le geometrie in esame (casi A e B):

- Caso A: si prevede l'utilizzo di un bilanciante principale con profilo superiore rettilineo ed un bilanciante ausiliario caratterizzato da una geometria tale da garantire il contatto con la camma durante l'evolversi della movimentazione
- Caso B: si prevede una configurazione inversa, ovvero con un profilo piatto per il bilanciante ausiliario e di tipo derivato per quello principale.

Relativamente al caso A, di seguito è riportato il procedimento seguito per l'individuazione analitica del profilo superiore del bilanciante ausiliario.

La procedura seguita per determinare il profilo del bilanciante ausiliario (uno schema è riportato in figura 1) si è sviluppata secondo i seguenti passi:

- Sono stati definiti i parametri di interesse, fra cui: coordinate del punto di contatto raggio base – bilanciante (x_t, y_t); angolo γ di inclinazione della traiettoria del fulcro; coordinate (x_r, y_r) del centro di istantanea rotazione del bilanciante ausiliario, nel moto di modifica della posizione del fulcro.

- Sono stati fissati due sistemi di riferimento, posti rispettivamente in corrispondenza del centro della camma e del bilanciere ausiliario.
- Si è proceduto a determinare, in funzione della posizione del fulcro del bilanciere, il punto di contatto tra raggio base e bilanciere intermedio.

La traiettoria del punto di contatto, nel sistema di riferimento solidale al bilanciere, descrive il profilo che deve avere quest'ultimo, affinché sia garantito il contatto con la camma durante la sua movimentazione.

Un possibile profilo superiore del bilanciere ausiliario può essere concavo, come quello mostrato nello schema di figura 2.

Ipotizzando positivo l'angolo d'inclinazione della traiettoria del fulcro, ed assumendo una rotazione antioraria della camma, la configurazione risulta affetta da un problema: si assiste ad un crescente anticipo, per posizioni di alzata via via decrescenti. Posto pari a zero l'anticipo di apertura ad alzata massima, l'andamento dell'anticipo in funzione della corsa dell'attuatore varia nel modo illustrato in figura 3.

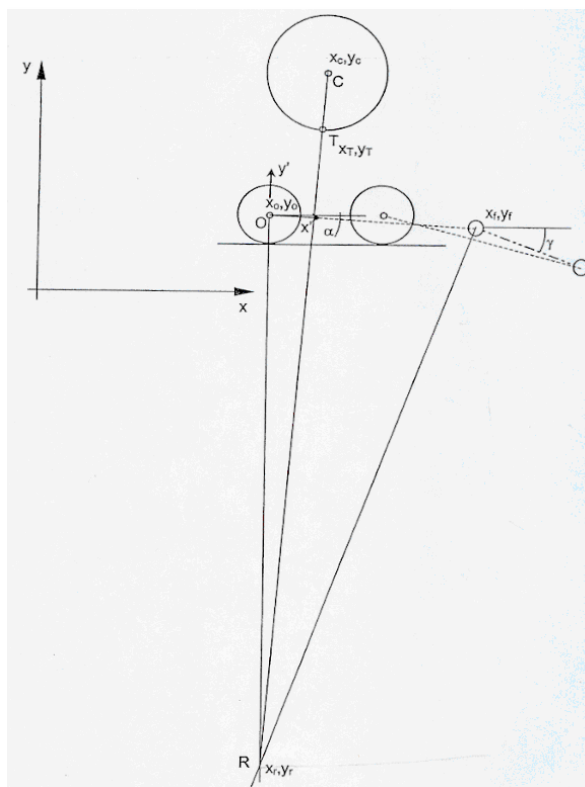


Fig. 1: Schema per la determinazione del profilo superiore del bilanciere ausiliario

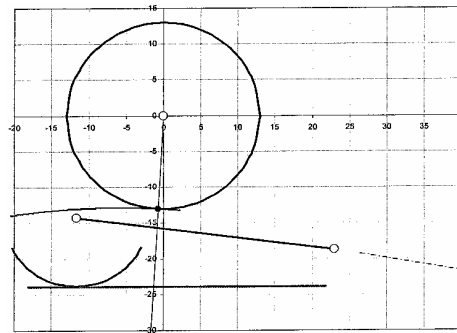


Fig. 4: Profilo concavo del bilanciante ausiliario

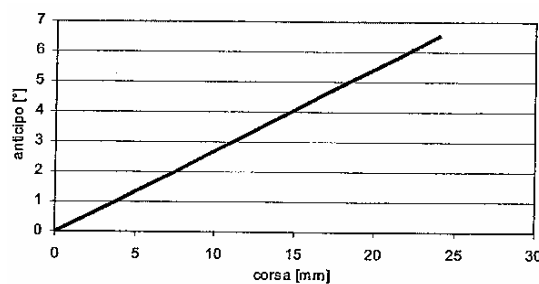


Fig. 2: Andamento dell'anticipo in funzione della corsa (per profilo concavo)

Un altro andamento si potrebbe ottenere, oltre che con una rotazione oraria della camma, con un angolo di inclinazione della traiettoria del fulcro negativo. Utilizzando, ad esempio, un valore di γ pari a -10 gradi lo schema d'assieme diventerebbe quello mostrato in figura 6.

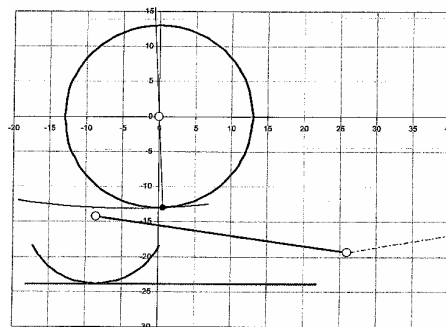


Fig. 3: Profilo convesso del bilanciante ausiliario

In tal modo, si otterrebbe un profilo superiore del bilanciante ausiliario non più concavo ma convesso, ed un diverso andamento per la funzione anticipo - corsa (figura 4).

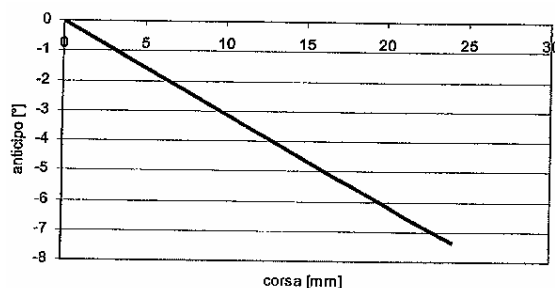


Fig. 4: Andamento dell'anticipo in funzione della corsa (per profilo convesso)

L'analisi del caso esaminato ha indotto ad individuare una nuova soluzione, ottenibile adottando un sistema con entrambi i profili dei bilancieri rettilinei.

Supponendo una traslazione del fulcro del bilanciere ausiliario secondo una retta orizzontale, la movimentazione della leva intermedia avrebbe, come unica conseguenza, quella di variare i bracci di leva e conseguentemente l'alzata valvola, lasciando invariata la fasatura del sistema in esame. Tale soluzione riduce le potenziali prestazioni del sistema, in termini di attuazione variabile; tuttavia consente semplificazioni non trascurabili. Facendo riferimento alla figura 5, in questo sistema, il fulcro C del bilanciere ausiliario può essere movimentato secondo una traiettoria rettilinea, dal punto A (caratterizzato dalla massima alzata valvola) al punto B (caratterizzato dalla minima alzata valvola).

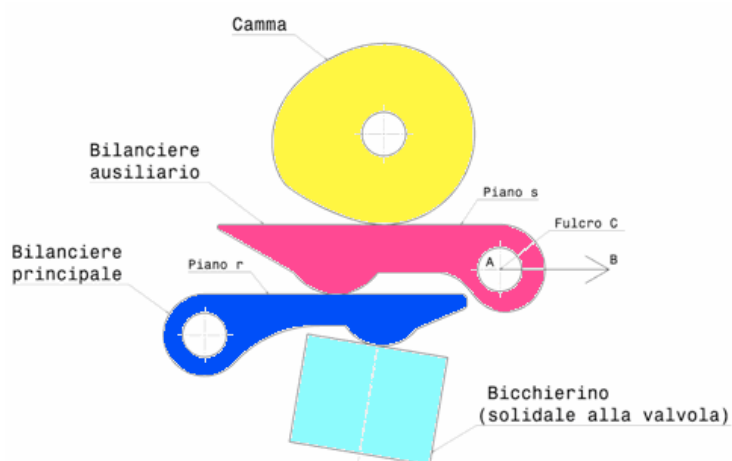


Fig. 5: Schema del VVA a 3 elementi di tipo a scorrimento (con bilancieri a superficie rettilinea)

Il sistema definitivo è caratterizzato dall'avere la direzione di traslazione del fulcro C, parallela (in condizioni di valvola chiusa) alla superficie superiore (piana) r del bilanciante principale. Tale proprietà comporta due conseguenze rilevanti:

- La superficie superiore s del bilanciante ausiliario è anch'essa piana e parallela alla direzione di movimentazione del fulcro C. In generale, tale superficie s non può essere qualsiasi, ma deve essere tale che, a valvola chiusa e al variare della posizione del fulcro C, si mantenga il contatto tra la superficie superiore del bilanciante ausiliario e la camma, e tra la superficie del pattino del bilanciante ausiliario e la superficie superiore del bilanciante principale. La superficie s è legata ai seguenti parametri: posizione e raggio base della camma; geometria della superficie r e sua disposizione nello spazio a valvola chiusa; geometria del pattino del bilanciante ausiliario e sua posizione relativa rispetto al centro di rotazione del bilanciante stesso; posizione del fulcro C e sua direzione di movimentazione.
- Al variare della posizione del fulcro, cambia la legge di alzata ma non la fase; ovvero il punto di inizio apertura della valvola di aspirazione rimane invariato (e quindi anche quello di chiusura, essendo tale tipo di sistema di distribuzione a durata angolare costante della legge di alzata).

Tra i vantaggi di questa soluzione semplificata, si può annoverare la possibilità di garantire il contatto tra il raggio base della camma e il profilo del bilanciante ausiliario, durante la traslazione di quest'ultimo. Inoltre, lo studio del sistema si semplifica, riducendosi all'individuazione del solo profilo di camma (non essendo più necessario lo studio del profilo superiore del bilanciante ausiliario).

Appendice B

Costruzione della legge di alzata

La legge di alzata, utilizzata in fase di progetto, è stata costruita per simmetria, rispetto al punto di alzata massima, imponendo una rampa di accostamento a velocità costante (a cui si perviene mediante un primo tratto ad accelerazione di tipo polinomiale), seguita da una legge di alzata di tipo polinomiale (di settimo grado), in cui si è imposta un'alzata massima di 10 mm, e delle accelerazioni massime e minime contenute entro valori di norma consigliati in letteratura.

E' stata adottata la legge utilizzata per il motore Corsaro 1200, fornita dalla stessa Moto Morini, per punti, in forma tabellare, importata in ambiente Mathcad (con un'interpolazione con spline cubica dei punti tabellati). L'uso di una funzione polinomiale di terzo grado si rende necessario, per garantire la continuità e la derivabilità delle funzioni derivata prima e seconda della legge di alzata. I risultati dell'interpolazione sono mostrati nella figura 1.

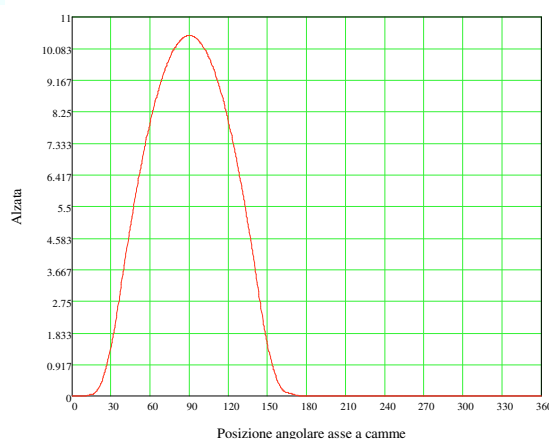


Fig. 1: Legge di alzata ottenuta per interpolazione con una spline cubica

L'algoritmo per la determinazione del profilo di camma richiede, fra i dati in ingresso, anche la funzione derivata prima della legge di alzata: si è verificato che anche quest'ultima restituisse un risultato verosimile (come mostrato in figura 2).

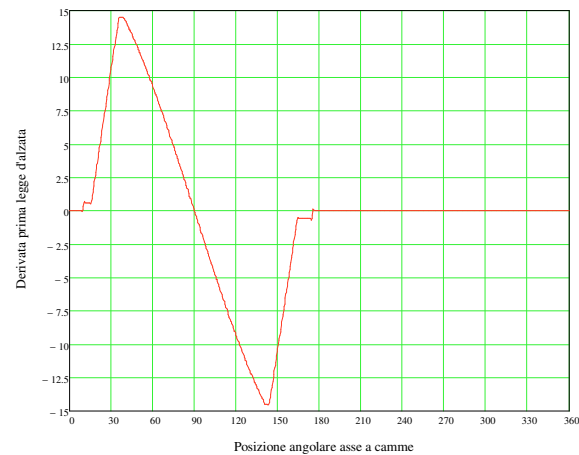


Fig. 2: Derivata prima della legge d'alzata ottenuta mediante spline cubica

Si sono riscontrate anomalie, invece, nel diagramma della derivata seconda della legge di alzata (figura 3).

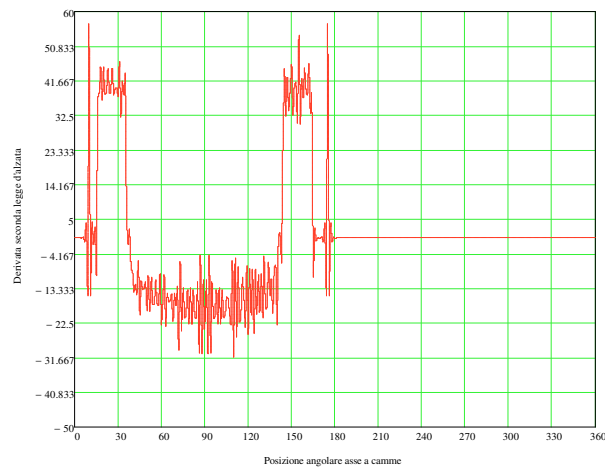


Fig. 3: Derivata seconda della legge d'alzata ottenuta come spline cubica

Si consideri che tale derivata seconda esprime una misura delle forze agenti sulla valvola: carichi caratterizzati da tali discontinuità inducono vibrazioni al sistema.

Inoltre, pur risultando l'accelerazione continua, essa non è derivabile ulteriormente; sebbene questo non costituisca un ostacolo al disegno della camma, risulta un limite per quanto concerne una rigorosa e verosimile analisi dinamica.

L'irregolarità della derivata seconda può essere imputata all'imprecisione sui dati di partenza.

Va precisato che, qualora si costruisse un eccentrico capace di imporre delle accelerazioni teoriche di quel tipo alla valvola, esse risulterebbero filtrate, dalla presenza di cause smorzanti, sempre presenti all'interno del sistema elastico reale della distribuzione.

Si è deciso, allora, di costruire una legge di alzata, mediante funzioni di classe C3. E' stata generata una legge di alzata regolare, con le sue derivate, e tale da rispettare sia le caratteristiche salienti di quella assegnata per punti, sia i vincoli dinamici, previsti per un sistema di distribuzione del tipo esaminato (con particolare attenzione al valore dell'accelerazione minima responsabile dell'eventuale perdita di contatto fra gli organi della distribuzione e conseguente sfarfallamento della valvola di aspirazione).

Per semplicità, si è adottata una legge di alzata di tipo simmetrico; pertanto la legge di alzata e le funzioni derivata prima e seconda sono state costruite inizialmente solo per metà della loro durata angolare, determinando per simmetria o antisimmetria le restanti parti.

Si è deciso di adottare una legge di alzata simile a quella del motore Corsaro e tipica dei meccanismi di distribuzione privi di sistemi di recupero giochi (tipo punterie idrauliche); pertanto, si è scelto di utilizzare una legge di alzata divisa in tre distinte regioni, per ciascuna delle quali si è adottata una diversa funzione.

Dall'analisi dell'alzata data per punti, si evince che in un primo tratto, della durata angolare di circa 1.9° , la velocità cresce in maniera non lineare; nel successivo intervallo angolare di circa 6° ; poi, la velocità si mantiene costante; quindi, aumenta nuovamente; infine diminuisce, fino ad annullarsi, in corrispondenza dell'alzata massima.

Si riportano alcune delle condizioni imposte alle funzioni cercate e l'estensione dei rispettivi insiemi di definizione:

$x_1 = 1.9 \text{ deg}$	durata della rampa iniziale
$y_1 = 0.01 \text{ mm}$	recupero parziale del gioco iniziale
$y'_1 = 0.5 \text{ mm/rad}$	velocità di rampa
$x_{2d} = 6 \text{ deg}$	durata accostamento
$x_{3d} = 74.5 \text{ deg}$	durata legge di alzata
$y_{\max} = 10.0 \text{ mm}$	alzata massima

Lo studio è stato eseguito con continui aggiustamenti sull'ordine dei polinomi utilizzati e sul valore dell'alzata massima, nonché eliminando o aggiungendo condizioni sulle funzioni e sulle rispettive derivate, fino ad ottenere risultati soddisfacenti, mostrati di seguito. I calcoli sono stati eseguiti, facendo ricorso alla notazione matriciale.

Una sintesi delle operazioni più importanti, tratte dall'algoritmo implementato, è riportato di seguito.

Dette $y_0(x)$, $y'_0(x)$ ed $y''_0(x)$, rispettivamente la funzione rappresentativa della legge di alzata e delle sue due derivate successive, nel primo intervallo di 1.9° e indicato con C il vettore dei termini noti del sistema di equazioni, impostato per la risoluzione del problema (vettore delle condizioni imposte alle tre funzioni), si può scrivere:

$$A = \begin{bmatrix} x_1^5 & x_1^4 & x_1^3 \\ 5 \cdot x_1^4 & 4 \cdot x_1^3 & 3 \cdot x_1^2 \\ 20 \cdot x_1^3 & 12 \cdot x_1^2 & 6 \cdot x_1 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} y_1 \\ y'_1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} a_0 \\ b_0 \\ c_0 \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot C$$

Quindi:

$$Y_0(x) = a \cdot x^5 + b \cdot x^4 + c \cdot x^3$$

$$Y'_0(x) = 5a \cdot x^4 + 4b \cdot x^3 + 3c \cdot x^2$$

$$Y''_0(x) = 20a \cdot x^3 + 12b \cdot x^2 + 6c \cdot x$$

Per quanto riguarda la descrizione delle tre funzioni, nel tratto a velocità costante, risulta:

$$Y_1(x) = Y'_1 \cdot x + (y_1 - y'_1 \cdot x_1)$$

$$Y'_1(x) = y'_1$$

$$Y''_1(x) = 0$$

Dopo numerose prove, è risultato necessario utilizzare un polinomio di settimo grado, per la descrizione della legge di alzata nel terzo tratto; il migliore andamento della sua derivata seconda è stato ottenuto imponendo a quest'ultima il seguente valore di minimo:

$$y''_3 = -22.5 \text{ mm/rad}^2 \quad \text{accelerazione minima}$$

Per ottenere i risultati, che saranno mostrati nelle successive figure, si è reso necessario imporre, oltre alle ovvie condizioni di continuità delle tre funzioni, ulteriori vincoli sulla concavità della derivata seconda della legge di alzata, calcolata in corrispondenza dell'ascissa $x = x_3$. Inoltre, è stato necessario imporre che lo stesso punto fosse un punto di minimo, per la derivata seconda.

Quanto detto si traduce nella seguente formulazione matriciale:

$$A = \begin{bmatrix} x_2^7 & x_2^6 & x_2^5 & x_2^4 & x_2^3 & x_2^2 & x_2 & 1 \\ 7x_2^6 & 6x_2^5 & 5x_2^4 & 4x_2^3 & 3x_2^2 & 2x_2 & 1 & 0 \\ 42x_2^5 & 30x_2^4 & 20x_2^3 & 12x_2^2 & 6x_2 & 2 & 0 & 0 \\ x_3^7 & x_3^6 & x_3^5 & x_3^4 & x_3^3 & x_3^2 & x_3 & 1 \\ 7x_3^6 & 6x_3^5 & 5x_3^4 & 4x_3^3 & 3x_3^2 & 2x_3 & 1 & 0 \\ 210x_3^4 & 120x_3^3 & 60x_3^2 & 24x_3 & 6 & 0 & 0 & 0 \\ 42x_3^5 & 30x_3^4 & 20x_3^3 & 12x_3^2 & 6x_3 & 2 & 0 & 0 \\ 840x_3^3 & 360x_3^2 & 120x_3 & 24 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} Y_1(x_2) \\ y'_1 \\ 0 \\ y_{\max} \\ 0 \\ 0 \\ y''_3 \\ 130 \end{bmatrix}$$

la quale consente di calcolare il vettore dei coefficienti delle incognite:

$$\begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \\ g \\ h \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot C$$

ottenendo le funzioni cercate:

$$Y_2(x) = a \cdot x^7 + b \cdot x^6 + c \cdot x^5 + d \cdot x^4 + e \cdot x^3 + f \cdot x^2 + g \cdot x + h$$

$$Y'_2(x) = 7a \cdot x^6 + 6b \cdot x^5 + 5c \cdot x^4 + 4d \cdot x^3 + 3e \cdot x^2 + 2f \cdot x + g$$

$$Y''_2(x) = 42a \cdot x^5 + 30b \cdot x^4 + 20c \cdot x^3 + 12d \cdot x^2 + 6e \cdot x + 2f$$

Di queste funzioni, si riportano i diagrammi nelle tre figure che seguono. La legge di alzata e le sue due derivate successive sono state ottenute dall'unione delle rispettive funzioni, calcolate nei tre intervalli in cui si è suddiviso l'insieme di definizione, e dopo aver ricavato per simmetria le restanti metà.

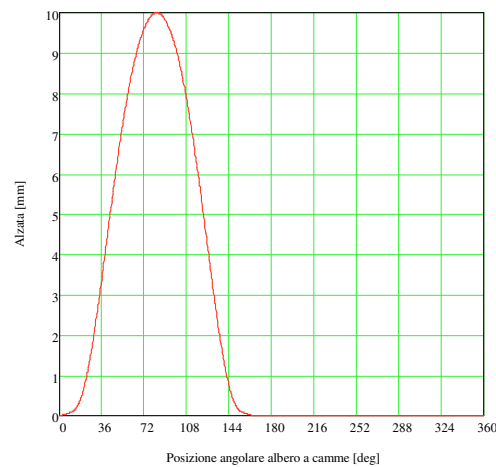


Fig. 4: Legge di alzata definitiva, ottenuta come unione di funzioni polinomiali

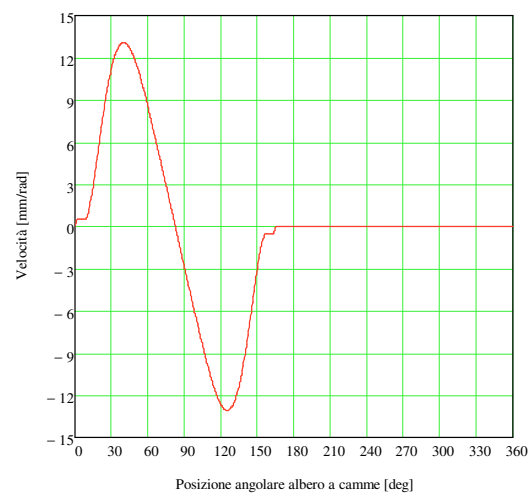


Fig. 5: Derivata prima della legge d'alzata definitiva

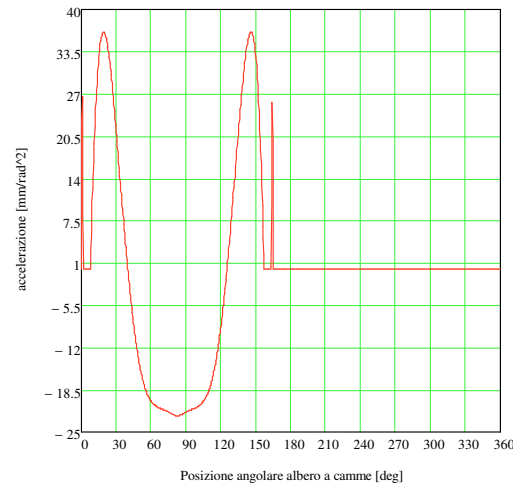


Fig. 6: Derivata seconda della legge d'alzata definitiva

Si sono fatti ulteriori tentativi di costruire una legge di alzata che, pur presentando valori analoghi di alzata massima e durata angolare, fosse ottimizzata, in termini di accelerazioni imposte alla valvola di aspirazione.

Si è trattato di un processo inverso a quello svolto finora, in cui la legge di alzata è stata costruita a ritroso, partendo da condizioni imposte sulla sua derivata seconda.

In primo luogo, si è analizzato il caso estremo, che vede la derivata seconda della legge di alzata, descritta da una funzione costante a tratti.

In tal modo, è possibile ottenere lo stesso valore di alzata massima, con una funzione $h = h(\vartheta)$, che presenta valori di accelerazione più contenuti.

Essendo la legge di alzata ricavata per integrazione delle sue derivate successive, è possibile ottenere gli stessi valori di alzata, sia utilizzando quale integranda una funzione comunque variabile, sia una funzione costante, caratterizzata da valori massimi e minimi più contenuti in valore assoluto.

I risultati ottenuti con questo procedimento sono riportati in blu, in un sistema di assi cartesiani, insieme a quelli ottenuti dall'analisi precedente (in rosso), in modo da poterne effettuare un confronto (figure 7, 8, 9).

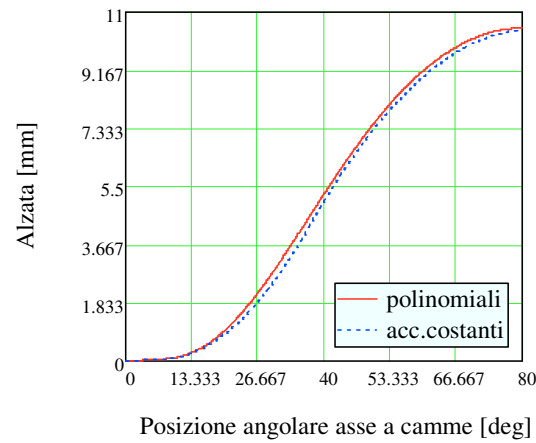


Fig. 7: Confronto fra le leggi di alzata ottenute con i due metodi

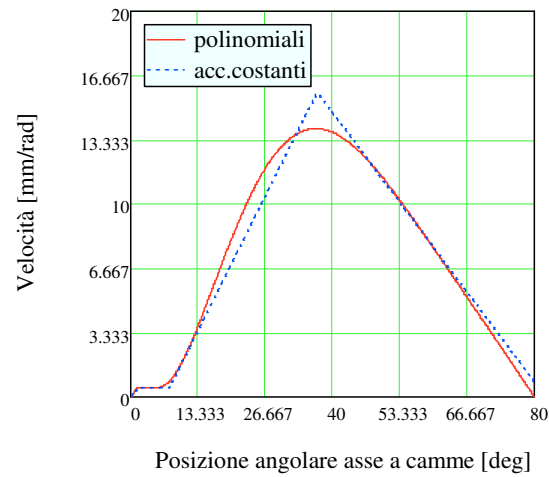


Fig. 8: Confronto fra le derivate prime delle leggi di alzata ottenute con i due metodi

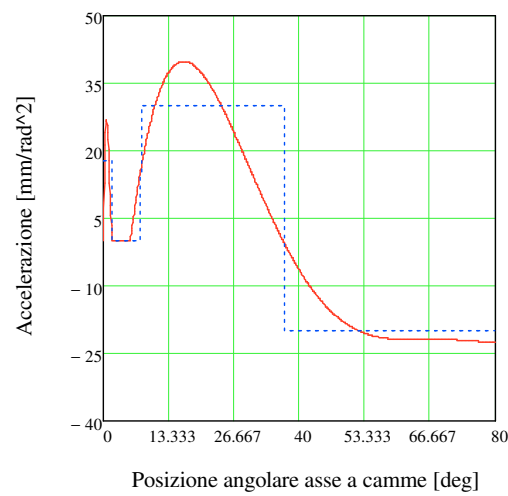


Fig. 9: Confronto fra le derivate seconde delle leggi di alzata ottenute con i due metodi

Pur ricorrendo a questo metodo di ottimizzazione, non si riescono ad ottenere grossi benefici sulle accelerazioni negative; il diagramma della legge di alzata è caratterizzato ancora da discontinuità sulla derivata terza.

La scelta definitiva è stata dunque relativa alla legge di alzata ottenuta come unione di funzioni polinomiali di ordine diverso, che ha dato i migliori risultati.

Appendice C

Studio del profilo di camma

Lo studio del profilo di camma, che rappresenta la chiave di volta, nella corretta progettazione di un qualunque sistema di distribuzione, si è svolto secondo alcune fasi principali:

- Sono state realizzate le geometrie essenziali dei bilancieri (come descritto).
- E' stato imposto il moto della valvola, al variare dell'angolo camma, in modo da realizzare la curva di alzata richiesta.
- E' stata calcolata l'eccentricità del punto di contatto camma - bilanciere ausiliario, in funzione della velocità della valvola (ricavata come pendenza della curva di alzata).

Il valore dell'alzata massima, adoperato nella definizione del comando, necessario per la simulazione del sistema VVA, in configurazione full stroke, è stato ricavato dalla legge di alzata, fornita dalla Moto Morini (riportata in figura 1).

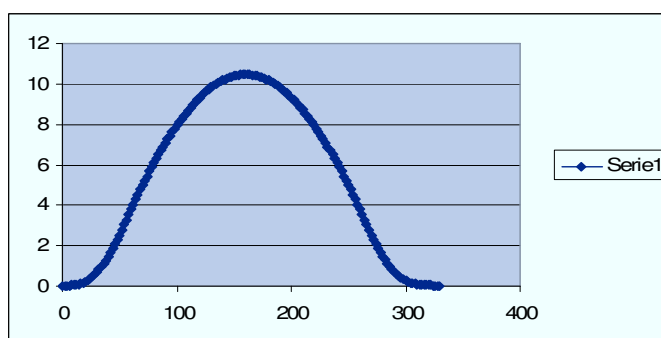


Fig. 1: Legge di alzata imposta alle valvole di aspirazione del motore Morini Corsaro 1200 dal proprio sistema di distribuzione con albero a camme in testa (in funzione della rotazione dell'albero motore)

Nota la posizione dei bilancieri e l'eccentricità del contatto, è univocamente determinato il punto di contatto. In tal modo, la sequenza di coordinate, che

rappresentano il punto di contatto nel sistema di riferimento solidale alla camma, forma la traiettoria del punto di contatto, cioè la forma del profilo.

Il profilo ottenuto è evidenziato in figura 2: esso presenta una zona, in cui il punto di contatto oscilla intorno ad una posizione, dando origine ad un errore.

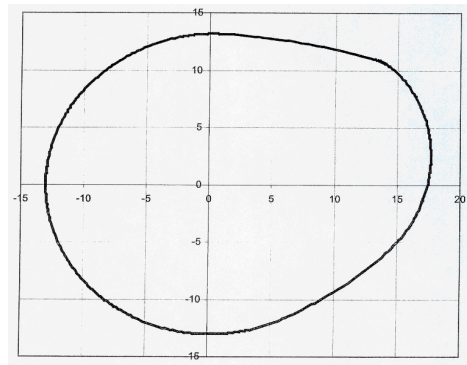


Fig. 2: Profilo di camma affetto da errore

Per risolvere il problema, si è seguita la procedura di seguito descritta. Nello schema di base del VVA, riportato in figura 3, si sono indicati con:

- α , la rotazione della camma;
- h , l'alzata del bicchierino;
- α' , la rotazione del bilanciere ausiliario;
- α'' , la rotazione del bilanciere principale.

Il problema è stato suddiviso nelle seguenti fasi:

1. Passaggio dalla legge di alzata valvola alla legge di moto del bilanciere principale: $\alpha'' = \alpha''(h(\alpha))$.
2. Passaggio dalla legge di moto del bilanciere principale a quella del bilanciere ausiliario: $\alpha' = \alpha'(\alpha''(h(\alpha)))$.
3. Passaggio dalla legge di moto del bilanciere ausiliario al profilo della camma.

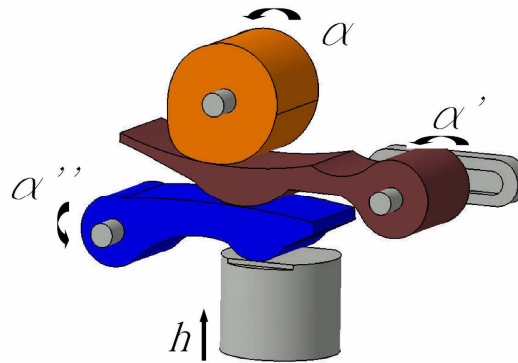


Fig. 3: Modello utilizzato per lo studio dell'algoritmo

Prima di risolvere i punti 1 e 2 (ritenuti di più contenuta difficoltà), l'interesse è stato rivolto alla ricerca di un metodo risolutivo per il terzo problema. A tal fine, è stato sviluppato un algoritmo.

Considerando quali dati in ingresso $\alpha'(\alpha)$ ed il profilo del bilanciere ausiliario, si è pensato di utilizzare le proprietà di un punto notevole di tutte le catene cinematiche: il centro di istantanea rotazione (CI). Le sue caratteristiche fondamentali si possono riassumere nei tre seguenti punti:

- I. Il CI si trova sulla retta passante per i centri di rotazione assoluti dei due sistemi considerati (camma e bilanciere).
- II. Il CI si trova sulla retta normale alla tangente comune ai due profili, nel loro punto di contatto.
- III. Il CI è l'unico punto dello spazio che assume la stessa velocità assoluta, sia se visto come appartenente al sistema camma, sia se visto come appartenente al sistema bilanciere.

Applicando queste proprietà al sistema camma-bilanciere, e determinando il centro di istantanea rotazione, è stato possibile individuare il luogo dei punti di contatto degli elementi. Partendo da un dato angolo di riferimento iniziale, si è ottenuto il profilo della camma. Il procedimento adottato parte dall'ipotesi del punto 3, ovvero di conoscere la legge di movimentazione del bilanciere ausiliario in funzione della rotazione della camma $\alpha' = \alpha'(\alpha)$. In tal modo, per ogni valore di α , è nota la posizione geometrica dei due elementi (camma e bilanciere ausiliario). Sfruttando la

prima e la terza proprietà del centro di istantanea rotazione, è possibile determinarne univocamente la posizione. La prima proprietà individua la posizione del CI sulla retta passante per i punti O e O' (figura 4). Indicata con d la distanza orientata del centro di istantanea rotazione da O, con d' la distanza da O', e con I l'interasse tra i due centri, la terza proprietà permette di calcolare agevolmente d (e quindi d'). Essendo ω e ω' le velocità angolari rispettivamente della camma e del bilanciere ausiliario, si può scrivere:

$$\frac{d\alpha'}{dt} \cdot d' = \frac{d\alpha}{dt} \cdot d$$

da cui si ottiene $\frac{d\alpha'}{d\alpha} = \frac{d}{d'}$

e ricordando che $d' = d + I$, deriva che:

$$d = I \cdot \frac{\frac{d\alpha'}{d\alpha}}{1 + \frac{d\alpha'}{d\alpha}}$$

espressione che permette la determinazione univoca di d, essendo $\frac{d\alpha'}{d\alpha}$ una quantità nota per ipotesi.

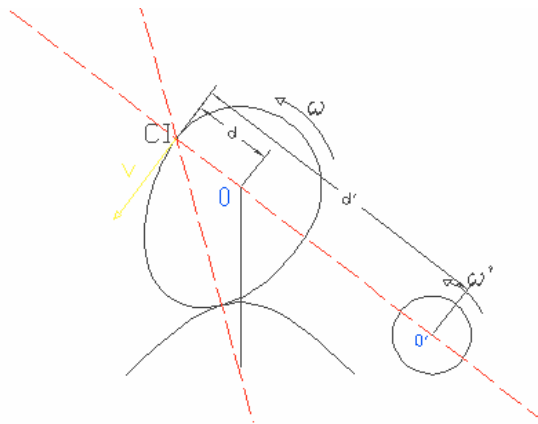


Fig. 4: Determinazione del centro di istantanea rotazione

Concluso che il centro di istantanea rotazione deve trovarsi sulla retta passante per O e O', e deve distare d dal punto O, si determina univocamente la posizione di CI, per ogni valore di α .

Determinata la posizione di CI, in funzione di α , utilizzando la proprietà 2, si può determinare il punto di contatto tra i profili, come intersezione della retta passante per CI e la normale al profilo del bilanciante ausiliario. L'equazione / posizione di suddetta retta è nota, essendo per ipotesi noto il profilo di tale bilanciante e la sua legge di moto, in funzione di α .

A partire dal luogo dei punti di contatto, funzione dell'angolo α di rotazione della camma, è possibile risalire al profilo della camma, ruotando il generico punto di contatto di un angolo $-\alpha$: in tal modo, si ottiene il profilo in grado di restituire la legge di alzata imposta.

Al fine di dimostrare la validità del procedimento analitico adottato, si è presa in considerazione una configurazione del cinematismo in studio, caratterizzata dai seguenti dati:

- Il raggio base della camma, il profilo del bilanciante ausiliario e la legge di alzata ($\alpha'(\alpha)$) sono arbitrariamente fissati.
- Nel rispetto della generalità del risultato atteso, le posizioni reciproche dei due elementi sono assunte coincidenti con quelle dello schema VVA, proposto in origine dalla Moto Morini.

Il primo passo è stato la definizione di due sistemi di riferimento (mostrati in figura 5): un sistema assoluto, con origine coincidente nel centro della camma; ed un sistema relativo, solidale al bilanciante ausiliario, la cui origine coincide con il fulcro dello stesso.

Stabiliti il valore del raggio base della camma e la geometria del profilo superiore del bilanciante ausiliario (nel sistema di riferimento relativo), si è supposta nota la legge di alzata $\alpha'(\alpha)$. Il calcolo di questa funzione è stato eseguito imponendo determinate condizioni al contorno alla generica equazione di una parabola.

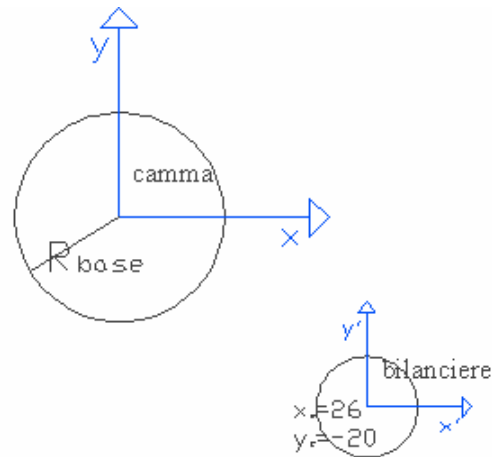


Fig. 5: Sistemi di riferimento scelti

Si riporta di seguito l'equazione del pattino, nel riferimento x, y , in funzione dell'angolo di rotazione della camma α ; in questo sistema (non solidale al bilanciere), bisogna tener conto della sua rotazione intorno al fulcro di coordinate x_c, y_c :

$$x_p(x, \alpha) = x \cdot \cos(\alpha'(\alpha)) - y'_p(x) \cdot \sin(\alpha'(\alpha)) + x_c$$

$$y_p(x, \alpha) = x \cdot \sin(\alpha'(\alpha)) + y'_p(x) \cdot \cos(\alpha'(\alpha)) + y_c$$

In figura 6, è rappresentato il profilo del bilanciere ausiliario così ottenuto.

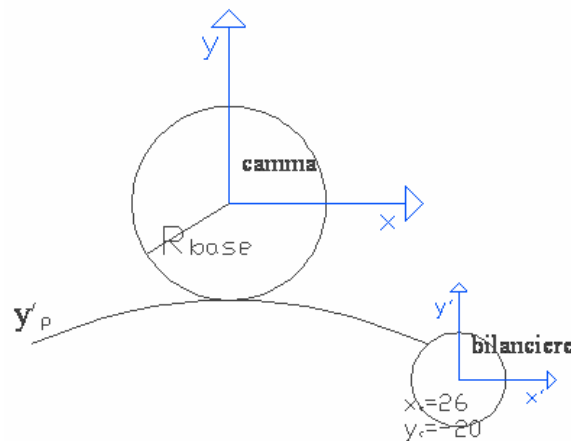


Fig. 6: Profilo superiore bilanciere ausiliario

Applicando le proprietà fondamentali del centro di istantanea rotazione, si è proseguito con la determinazione dell'espressione di d in funzione di $\frac{d}{d\alpha}\alpha'$.

Calcolata $\frac{d}{d\alpha}\alpha'$ e noti i punti di contatto tra camma e bilanciere, il passo successivo è stato quello di verificare che questi rappresentassero, in uno spazio cartesiano, una curva chiusa e plausibile; i risultati sono presentati nella figura 7.

Per il calcolo del profilo di camma, partendo da un dato istante di riferimento, si è provveduto a ruotare ognuno dei punti di contatto di un angolo α_d , in verso opposto rispetto al senso di rotazione della camma; in tal modo, si è ottenuto il profilo in grado di restituire la legge di alzata imposta (figura 8). Una prima verifica dell'attendibilità del profilo è stata fornita confrontando il raggio base della camma ottenuta, con quello imposto e verificando il suo estendersi per una distanza angolare pari a quella scelta in fase di impostazione del problema.

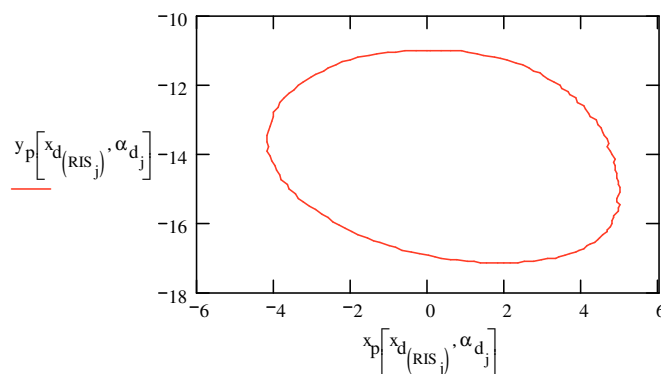


Fig. 7: Luogo dei punti di contatto camma-bilanciere

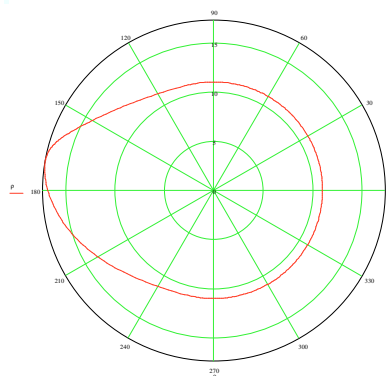


Fig. 8: Profilo di camma ottenuto

Appendice D

Verifica dell'algoritmo

La verifica dell'algoritmo sviluppato ed utilizzato per la progettazione del sistema ha consentito di dimostrare l'attendibilità dei risultati ottenuti. I passi sono stati:

- Importare nel software Catia l'equazione rappresentativa del profilo di camma, per ottenerne una rappresentazione tridimensionale.
- Realizzare un modello del bilanciante, utilizzando l'equazione scelta per la rappresentazione di quest'ultimo.
- Posizionare camma e bilanciante nei riferimenti scelti: è stato realizzato un sistema di punterie, in grado di essere movimentato dal sistema principale e poter quindi essere utilizzato quale riferimento per l'individuazione degli output.
- Realizzato il modello, simularne la movimentazione, ottenendo la legge $\alpha'(\alpha)$.

Una prima verifica è stata effettuata sovrapponendo le *spline* ottenibili dalla rappresentazione grafica delle due equazioni $\alpha'(\alpha)$: una ottenuta dalla movimentazione del sistema suddetto e l'altra imposta come dato di partenza nella realizzazione dell'algoritmo risolutivo. Utilizzando Catia quale strumento per la realizzazione dei grafici, si è pervenuti al risultato riportato in figura 1.

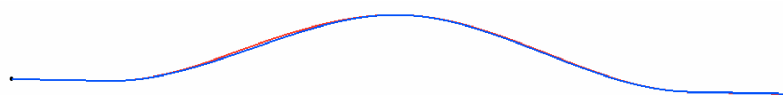


Fig. 1: Confronto (mediante Catia) tra la legge imposta (indicata in rosso) e quella ottenuta (indicata in blu)

Per confermare il risultato, si è ripetuto il confronto delle due equazioni, mediante Mathcad. Verificata la coincidenza delle curve (mostrata in figura 2), un ulteriore riscontro è stato possibile, analizzando le derivate prime delle due equazioni.

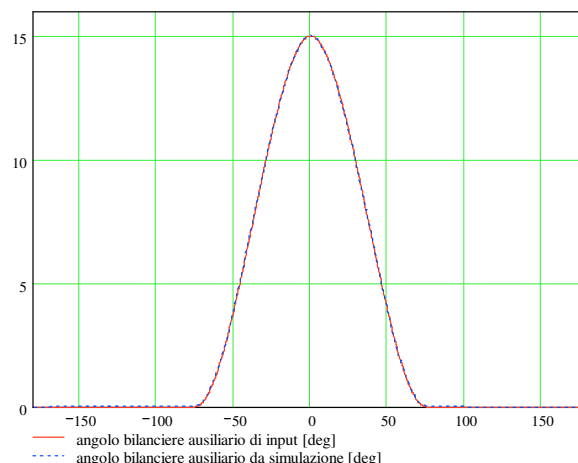


Fig. 2: Confronto (mediante Mathcad) tra la legge imposta (indicata in rosso) e quella ottenuta (indicata in blu)

Il problema principale relativo alla rappresentazione della derivata prima della curva, ottenuta con la simulazione in Catia, consiste nel fatto di non disporre dell'equazione di una curva vera e propria, ma solo di un determinato numero di punti (questa è la forma attraverso la quale vengono restituiti i risultati ottenuti da una simulazione).

Ricordando che $\frac{d}{d\alpha} \alpha' = \frac{d}{dt} \alpha' \cdot \frac{d}{d\alpha} t$, si è pensato di registrare la velocità di movimentazione della punteria, ottenendo il termine $\frac{d}{dt} \alpha'$.

Tenendo presente che il termine $\frac{d}{d\alpha} t = \frac{1}{\omega}$ è l'inverso della velocità angolare della camma, si è provveduto al confronto delle derivate. Il risultato di tale confronto è ulteriore garanzia della validità dell' algoritmo (figura 3).

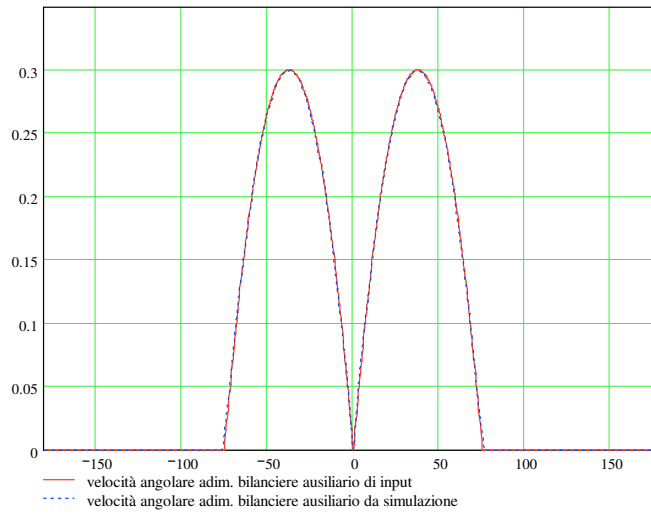


Fig. 3: Confronto tra derivate prime

Appendice E

Studio cinematico - Approccio analitico approssimato

Un obiettivo è stato determinare semplici relazioni, in forma chiusa, rappresentative del legame fra le quattro coordinate lagrangiane, individuate per lo studio del moto rigido dei singoli elementi del cinematismo ed evidenziate in figura 1.

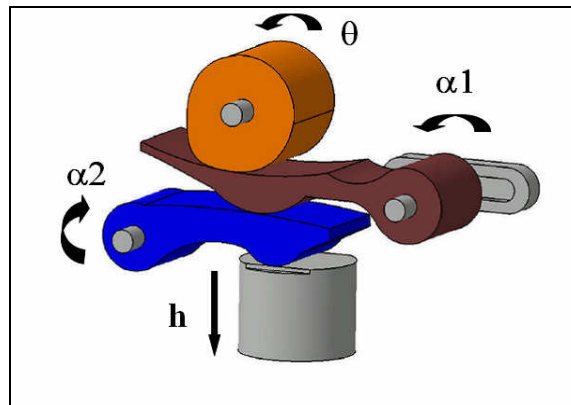


Fig. 1: Coordinate lagrangiane utilizzate per lo studio del sistema

A differenza di quanto mostrato in figura, le superfici superiori attive dei due bilancieri sono state sostituite con superfici piane e tra loro parallele (in condizioni di valvola chiusa), in modo da conseguire la costanza della fasatura al variare dell'alzata massima. Tali bilancieri sono mostrati in figura 2.

In questa configurazione, è sufficiente far traslare il fulcro mobile lungo la direzione comune ai suddetti profili, affinché sia garantito il contatto tra il cerchio base della camma ed il profilo superiore della leva intermedia, durante l'intera movimentazione, senza che questo comporti eventuali distacchi o aperture indesiderate della valvola di aspirazione. L'ipotesi di linearità, da cui è partita la seguente analisi, si traduce nel considerare che il moto relativo dei vari elementi del cinematismo si realizzi senza un'apprezzabile variazione dei punti di contatto, quando questi ultimi si intendano

solidali agli elementi accoppiati. Questa ipotesi è accettabile solo per piccoli angoli di rotazione dei due bilancieri e, conseguentemente, per piccole alzate valvola. Tale semplificazione consente di confondere la lunghezza degli archi di circonferenza (percorsi dagli stessi punti di contatto nel moto di rotazione rigida dei bilancieri attorno ai rispettivi centri di rotazione assoluta) con gli spostamenti lungo l'asse y dei suddetti punti.

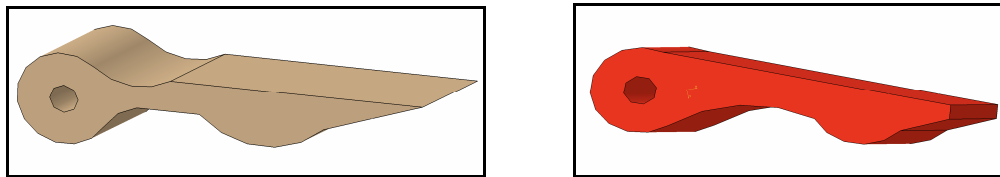


Fig. 2: Bilancieri con profilo rettilineo

Definiti i bracci di leva, i segmenti sono stati ottenuti come proiezione lungo l'asse delle congiungenti i punti di contatto fra i vari elementi che compongono il cinematisma ai rispettivi centri di rotazione assoluta.

L'ipotesi fatta comporta la linearizzazione, mediante lo sviluppo in serie di Taylor (con troncamento al primo termine) delle funzioni analitiche che legano tra loro le variabili lagrangiane.

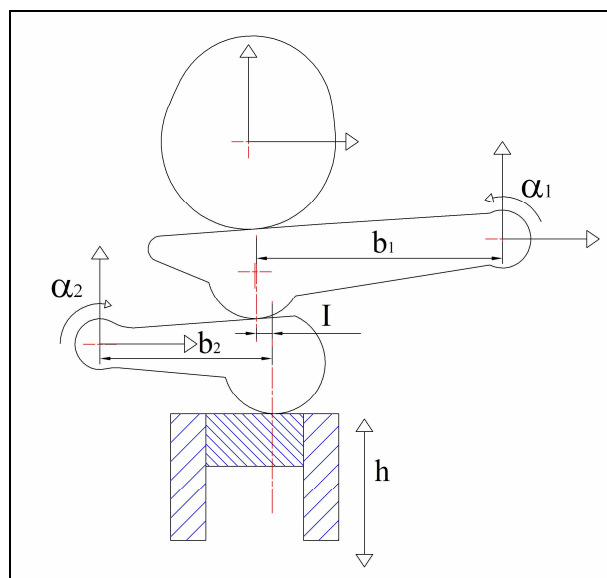


Fig. 3: Schema del sistema VVA e rappresentazione dei simboli utilizzati

Con riferimento alla figura 3, detti:

- $b_1 = \cos t$ = braccio di leva del bilanciante ausiliario;
- $b_2 = \cos t$ = braccio di leva del bilanciante principale;
- $I = \cos t$ = distanza tra i punti di contatto valve lifter (bilanciante principale)-punteria e valve lifter-rocker arm (bilanciante ausiliario), misurata lungo l'asse x;
- α_1 = angolo di rotazione del bilanciante ausiliario, misurato a partire dalla posizione che lo stesso occupa a valvola chiusa;
- α_2 = angolo di rotazione del bilanciante principale, misurato a partire dalla posizione che lo stesso occupa a valvola chiusa;
- $h_{\max} = 10.75mm$ = alzata massima che compete alla valvola di aspirazione nella configurazione di massima interferenza fra i bilancianti;
- h = valore istantaneo dell'alzata valvola;

imponendo al bicchierino uno spostamento generico h , è possibile calcolare i conseguenti valori di α_1 ed α_2 , mediante la seguente formulazione:

$$\alpha_2(h) = \frac{h}{b_2}$$

Essendo α_1 ed α_2 legati dalla relazione:

$$\alpha_2 \cdot (b_2 - I) = \alpha_1 \cdot b_1 \Leftrightarrow \alpha_1 = \frac{\alpha_2}{b_1} \cdot (b_2 - I)$$

si ottiene:

$$\alpha_1(h) = \frac{h}{b_1 \cdot b_2} \cdot (b_2 - I)$$

Ricostruito il modello tridimensionale del sistema VVA, aggiornato con i bilancianti dalla nuova geometria, si è proceduto alla misura dei seguenti valori delle grandezze, necessarie alla risoluzione delle equazioni precedenti individuate:

$$b_1 = 34.89mm$$

$$b_2 = 32.656mm$$

$$I = 13.56mm$$

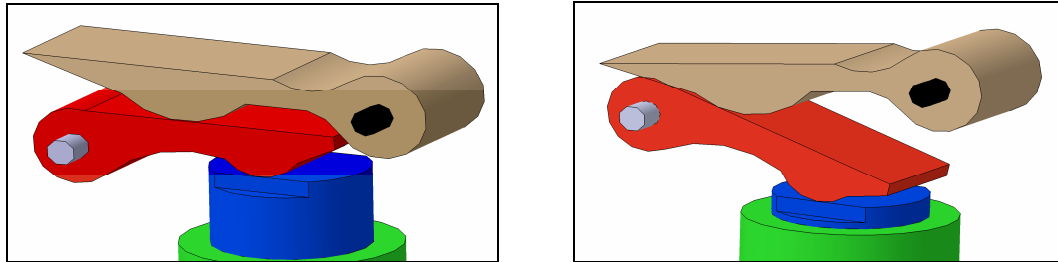


Fig. 4: Modello tridimensionale del sistema VVA utilizzato per la verifica delle relazioni calcolate

Nel tentativo di validare il modello, si sono poi confrontati i valori di α_1 e α_2 , calcolati in corrispondenza dell'alzata massima e quelli ottenuti in uscita dalle simulazioni cinematiche eseguite con l'ausilio del modulo Kinematics del software Catia. In figura 4, si riportano le configurazioni del sistema, in corrispondenza delle alzate minima e massima).

Il valore di α_1 , calcolato per $h = h_{\max}$, pari a 10.3 gradi, si discosta di oltre il 30% da quello reale ottenuto dalla simulazione con Catia, come era prevedibile, data la scarsa rispondenza del sistema alle ipotesi fatte.

Al fine di avere un riscontro visivo dell'errore, con cui i risultati del modello analitico studiato approssimano la realtà (che sancisce la non applicabilità del modello stesso), i valori numerici di α_1 , ottenuti dalla simulazione sono stati diagrammati insieme al diagramma rappresentativo della relazione analitica ricavata (come riportato nella figura 5).

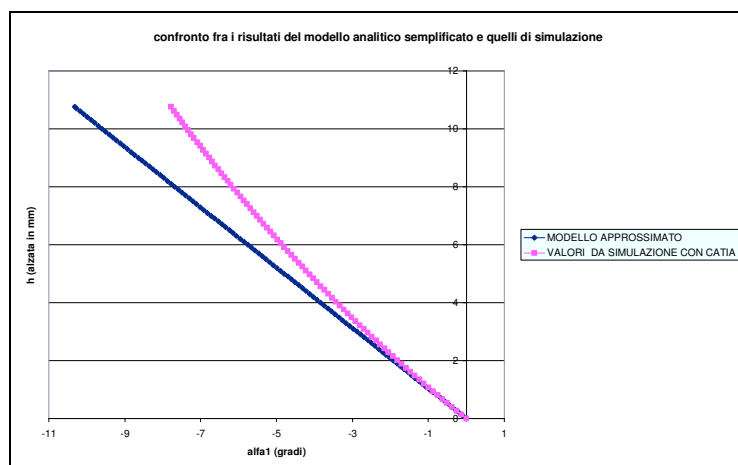


Fig. 5: Confronto fra i risultati del modello analitico e quelli ricavati da simulazione

I risultati conseguibili con l'ausilio dello stesso modello analitico, applicato alla configurazione di minima interferenza dei due bilancieri, approssimano molto meglio quelli risultanti dalla simulazione, come è prevedibile. Lo scarto dai valori reali è dell'ordine del 6%, in virtù di una maggiore rispondenza del funzionamento del meccanismo alle ipotesi del modello analitico.

In questo caso, lo spostamento imposto dal profilo dell'eccentrico si ripercuote sulla punteria, con un rapporto di trasmissione minore; questo accade perché l'aumento dei bracci di leva determina una rotazione inferiore dei bilancieri, col risultato di rendere più verosimili le ipotesi sottese alla formulazione del modello.

La simulazione cinematica del meccanismo (in questa fase, ottenuta imponendo una determinata alzata al bicchierino, essendo ignota la camma) ha messo in luce la natura approssimativa della configurazione: si è rilevata un'intollerabile condizione di compenetrazione fra i due bilancieri (mostrata in figura 6) durante l'azionamento. Questo aspetto, oltre a presentarsi come un problema di facile risoluzione nel momento in cui si renderà necessario definire le geometrie definitive, nulla toglie alla generalità dei risultati ottenuti.

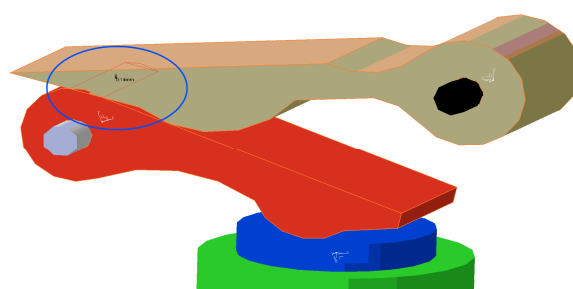


Fig. 6: Visualizzazione della regione interessata da compenetrazione

Appendice F

Studio cinematico esatto

Ritenuti inaccettabili i limiti dell'analisi precedente, si è deciso di risolvere il problema in maniera esatta. La geometria, particolarmente semplice delle superfici attive degli elementi della distribuzione, ha permesso una trattazione analitica piuttosto snella.

Il nuovo disegno dei bilancieri consente di studiare l'evoluzione del contatto tra gli elementi accoppiati, attraverso l'analisi dei punti di tangenza tra segmenti di rette ed archi di circonferenza. Il calcolo della funzione $\alpha_2 = \alpha_2(h)$ è:

$$h = b \cdot \sin(\alpha_{e0} + \alpha_2) - b \cdot \sin(\alpha_{e0})$$

$$\Leftrightarrow$$

$$\frac{h}{b} = \sin(\alpha_{e0} + \alpha_2) - \sin(\alpha_{e0}) \Leftrightarrow \sin(\alpha_{e0} + \alpha_2) = \frac{h}{b} + \sin(\alpha_{e0})$$

$$\Leftrightarrow$$

$$\alpha_{e0} + \alpha_2 = \arcsin\left(\frac{h + b \cdot \sin(\alpha_{e0})}{b}\right) \Leftrightarrow \alpha_2(h) = \arcsin\left(\frac{h + b \cdot \sin(\alpha_{e0})}{b}\right) - \alpha_{e0}$$

dove:

- h rappresenta il generico valore dell'alzata valvola;
- b è la distanza del centro del profilo del pattino principale dal suo centro di rotazione assoluta;
- α_{e0} è il valore dell'anomalia, che individua la posizione angolare di b , nella configurazione a valvola chiusa;
- α_2 è l'angolo di rotazione del bilanciere principale, misurato a partire dalla posizione, che questo occupa, quando la valvola di aspirazione è chiusa.

Un quadro dei simboli utilizzati si evince dallo schema rappresentato in figura 1, il quale, pur non rappresentando la geometria reale del sistema, conserva la sua validità nella definizione delle grandezze adoperate.

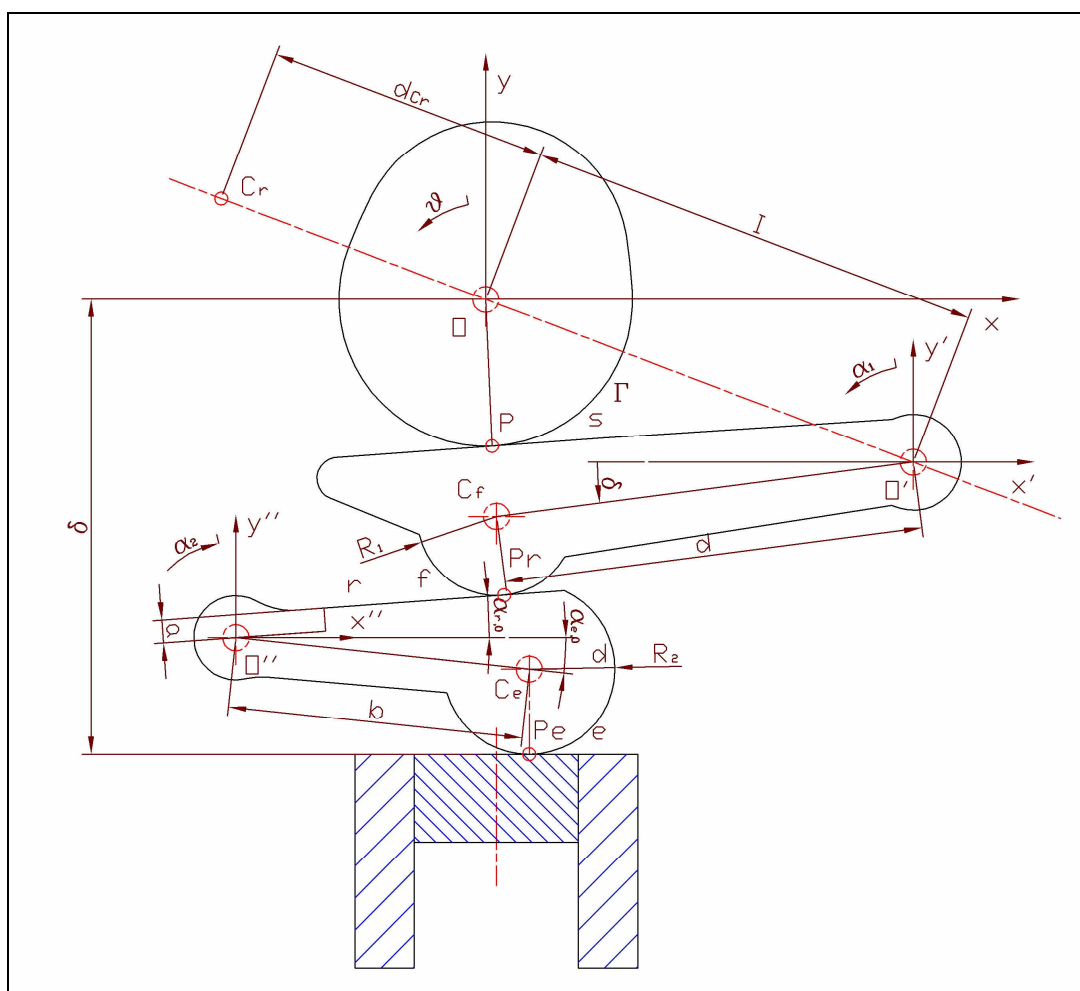


Fig. 1: Schema generale del sistema VVA con indicazione dei simboli utilizzati

Successivamente, sono state ricavate le equazioni parametriche del profilo superiore del bilanciere principale e del pattino del bilanciere ausiliario, al variare di α_2 . Ognuna è stata riferita al sistema di assi, con origine nel centro di rotazione del rispettivo bilanciere, ottenendo i seguenti risultati:

- $$y'' = -tg(\alpha_2) \cdot x'' + \frac{a}{\cos(\alpha_2)},$$

equazione, nel parametro α_2 , del fascio di rette, che descrive il profilo superiore del bilanciere principale (la sua espressione è stata ottenuta considerando che, per ogni generico valore di α_2 , l'equazione del profilo passa per il punto di coordinate $(a \cdot \sin(\alpha_2), a \cdot \cos(\alpha_2))$);

- $(x' - x'_{cf}(\delta))^2 + (y' - y'_{cf}(\delta))^2 = R_1^2$,

equazione del pattino del bilanciere ausiliario nel parametro δ ;

dove:

- $a = 7.202mm$ rappresenta l'ordinata del punto di intersezione del profilo superiore del bilanciere principale con l'asse y'' nella configurazione a valvola chiusa;
- $R_1 = 15.53mm$ è il raggio del profilo del pattino del bilanciere ausiliario;
- $x'_{cf}(\delta) = d \cdot \cos(\delta)$ è l'ascissa del centro del pattino del bilanciere ausiliario nel riferimento con origine nel centro di rotazione dello stesso ($o'x'y'$);
- $y'_{cf}(\delta) = d \cdot \sin(\delta)$ è l'ordinata del centro del pattino del bilanciere ausiliario nel riferimento con origine nel centro di rotazione dello stesso;
- δ è l'anomalia, computata positivamente in senso antiorario a partire dall'asse x' , che identifica la posizione angolare della congiungente il centro del pattino del bilanciere ausiliario al proprio centro di rotazione assoluta;
- $d = 34.89mm$ è la distanza del centro del pattino del bilanciere ausiliario dal proprio centro di rotazione assoluta.

Con il fine di determinare un'equazione, in grado di restituire δ in funzione di α_2 , le due equazioni sono state riferite ad uno stesso sistema di assi cartesiani; in particolare, si è riscritta l'equazione della circonferenza nel riferimento oxy .

Dette x''_0 e y''_0 le coordinate dell'origine del riferimento $o'x'y'$, valutate nel piano cartesiano $o''x''y''$, si può scrivere:

$$\left. \begin{aligned} x''_{cf}(\delta) &= x'_{cf}(\delta) + x''_{o'} \\ y''_{cf}(\delta) &= y'_{cf}(\delta) + y''_{o'} \end{aligned} \right\} \Rightarrow (x'' - x''_{cf}(\delta))^2 + (y'' - y''_{cf}(\delta))^2 = R_1^2$$

nelle quali, in questa prima configurazione, risulta:

$$x''_{o'} = 53.986mm$$

$$y''_{o'} = 12.202mm$$

Inizialmente, si sono imposte le condizioni di tangenza, al sistema algebrico, costituito dalle equazioni delle due curve. Sebbene concettualmente corretto, questo procedimento ha dato origine ad espressioni di difficile manipolazione ed incapaci di restituire in maniera esplicita la dipendenza fra le due variabili.

La soluzione è stata trovata, imponendo la condizione che vede la distanza, fra il centro del profilo del pattino del bilanciere ausiliario ed il profilo superiore del bilanciere principale, costantemente uguale al raggio del pattino stesso. Data l'equazione in forma implicita di una generica retta, ovvero nella forma $a \cdot x + b \cdot y + c = 0$, e le coordinate di un punto generico $P = (x_0, y_0)$, l'equazione per il calcolo della distanza d punto-retta può esprimersi nella forma:

$$a \cdot x_0 + b \cdot y_0 + c = \pm d \cdot \sqrt{a^2 + b^2}$$

Questa equazione, esplicitata per il caso in esame e successivamente sviluppata, dà luogo alle seguenti relazioni (le espressioni sono state depurate degli apici, per alleggerire la notazione):

$$[x_0 - d \cdot \cos(\delta)] \cdot \sin(\alpha_2) + [y_0 - d \cdot \sin(\delta)] \cdot \cos(\alpha_2) - a = \pm R_1 \cdot \sqrt{\cos^2(\alpha_2) + \sin^2(\alpha_2)}$$

\Leftrightarrow

$$[x_0 - d \cdot \cos(\delta)] \cdot \sin(\alpha_2) + [y_0 - d \cdot \sin(\delta)] \cdot \cos(\alpha_2) = a \pm R_1$$

\Leftrightarrow

$$\sin(\delta) \cdot \cos(\alpha_2) + \cos(\delta) \cdot \sin(\alpha_2) = \frac{-a \mp R_1 + x_0 \cdot \sin(\alpha_2) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2)}{d}$$

\Leftrightarrow

$$\sin(\delta + \alpha_2) = \frac{-a \mp R_1 + x_0 \cdot \sin(\alpha_2) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2)}{d}.$$

Quest'ultima equazione ammette le seguenti due soluzioni:

$$\begin{aligned} 1) \quad \delta + \alpha_2 &= \arcsin\left(\frac{-a \mp R_1 + x_0 \cdot \sin(\alpha_2) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2)}{d}\right) \\ 2) \quad \delta + \alpha_2 &= \pi - \arcsin\left(\frac{-a \mp R_1 + x_0 \cdot \sin(\alpha_2) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2)}{d}\right) \end{aligned}$$

Si raggiunge un totale di quattro soluzioni, tra le quali va individuata l'unica fisicamente coerente con il sistema oggetto di studio.

Per perseguire tale obiettivo, e per una verifica costante della correttezza delle equazioni ricavate, si è utilizzato il software Mathcad, parallelamente ad un modello bidimensionale, ad un grado di libertà del sistema VVA realizzato, con l'ausilio degli strumenti di Catia.

Individuata l'espressione corretta della funzione $\delta = \delta(\alpha_2)$, ottenuta diagrammando le quattro soluzioni e confrontando le condizioni al contorno con quelle ricavate dal modello, si è ricavata la funzione $\alpha_1 = \alpha_1(\alpha_2)$, essendo questa legata alla precedente, attraverso la relazione:

$$\alpha_1(\alpha_2) = \delta(\alpha_2) - \delta(0)$$

dove α_1 è l'angolo di rotazione del bilanciere ausiliario, misurato a partire dalla posizione occupata (dal bilanciere ausiliario stesso), nella configurazione a valvola chiusa, e dovendo assumere valore nullo quando $\alpha_2=0$.

Per quanto riguarda la determinazione della funzione $\delta = \delta(\alpha_2)$, è bastato diagrammare le quattro soluzioni ed individuare l'unica che, oltre ad essere crescente per piccoli angoli, restituisse per $\delta(0)$ il corrispondente valore misurato sul modello bidimensionale.

Si riporta la relazione cercata, ottenuta tenendo conto della definizione data dell'anomalia δ , ed in figura 2 il corrispondente diagramma di $\alpha_1(\alpha_2)$:

$$\delta(\alpha_2) = \arcsen\left(\frac{x_0 \cdot \sin(\alpha_2) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2) - R_1 - a}{d}\right) - \alpha_2 + \pi$$

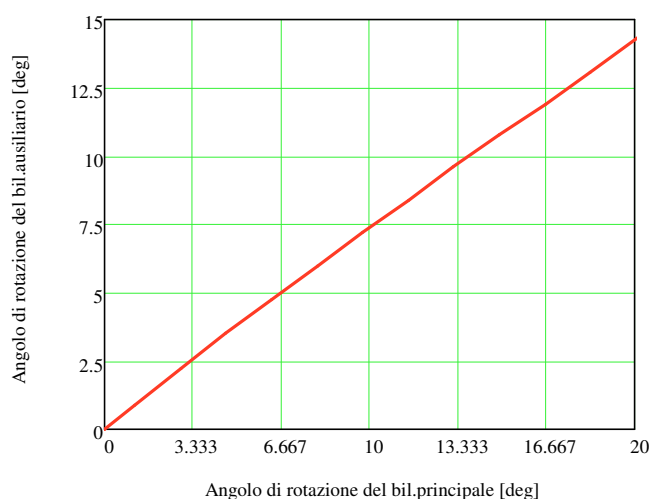
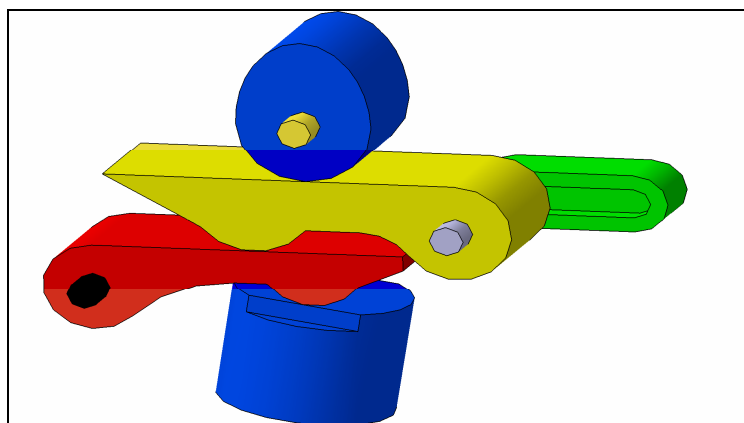


Fig. 2: Angolo di rotazione del bilanciere ausiliario, in funzione della rotazione del bilanciere principale

E' possibile che l'asse dello stelo valvola risulti non parallelo all'asse del cilindro (in figura 3, si riporta la configurazione assunta dal meccanismo della distribuzione, nel caso in cui l'angolo fra i due assi sia di 9.5°). Si sono analizzate le conseguenze di questa eventualità, sulle relazioni analitiche individuate.

Questa configurazione è stata ottenuta, ruotando rigidamente il bilanciere principale ed il piattello valvola, di 9.5° , in senso antiorario.



*Fig. 3: Configurazione del sistema VVA
con asse della valvola non parallelo all'asse del cilindro motore*

Tale scelta (unita a quella di lasciare che i sistemi di riferimento utilizzati conservino l'asse delle ascisse parallelo al profilo del piattello valvola), consente di misurare l'alzata valvola, come spostamento lungo l'asse y'' di questa ultima, a partire dalla posizione che essa occupa inizialmente.

Detto α_{r0} il valore dell'anomalia, che identifica la posizione angolare occupata dal profilo superiore del bilanciere principale, nello schema attuale e nella configurazione a valvola chiusa, l'equazione che descrive il suddetto profilo, al variare dell'angolo α_2 assume la seguente espressione:

$$y_r = -tg(\alpha_2 + \alpha_{r0}) \cdot x + \frac{a}{\cos(\alpha_2 + \alpha_{r0})}$$

La verifica della sua correttezza è stata effettuata con l'ausilio degli schemi citati. In figura 4, si riporta una rappresentazione della funzione, calcolata in corrispondenza di tre diversi valori del parametro α_2 .

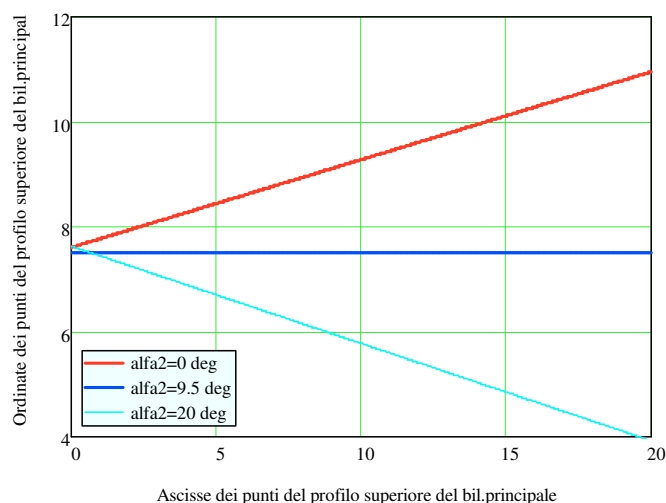


Fig. 4: Luogo dei punti appartenenti al profilo superiore del bilanciante principale, ottenuto in corrispondenza di tre diversi valori di α_2

Anche la funzione $\delta = \delta(\alpha_2)$ deve essere aggiornata, in modo da poter restituire il corretto valore dell'anomalia. Ripetendo la dimostrazione, che ha portato alla sua formulazione, si giunge alla seguente espressione:

$$\delta(\alpha_2) = \arcsin\left(\frac{x_0 \cdot \sin(\alpha_2 + \alpha_{r0}) + y_0 \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_{r0}) - R_1 - a}{d}\right) - \alpha_2 - \alpha_{r0} + \pi$$

di cui si riporta, in figura 5, il relativo diagramma.

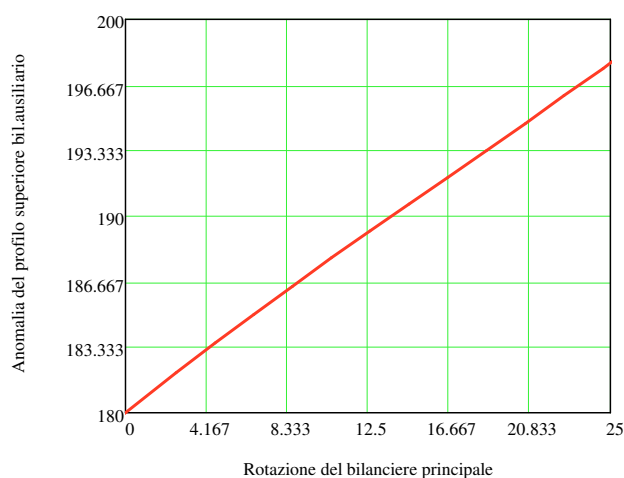


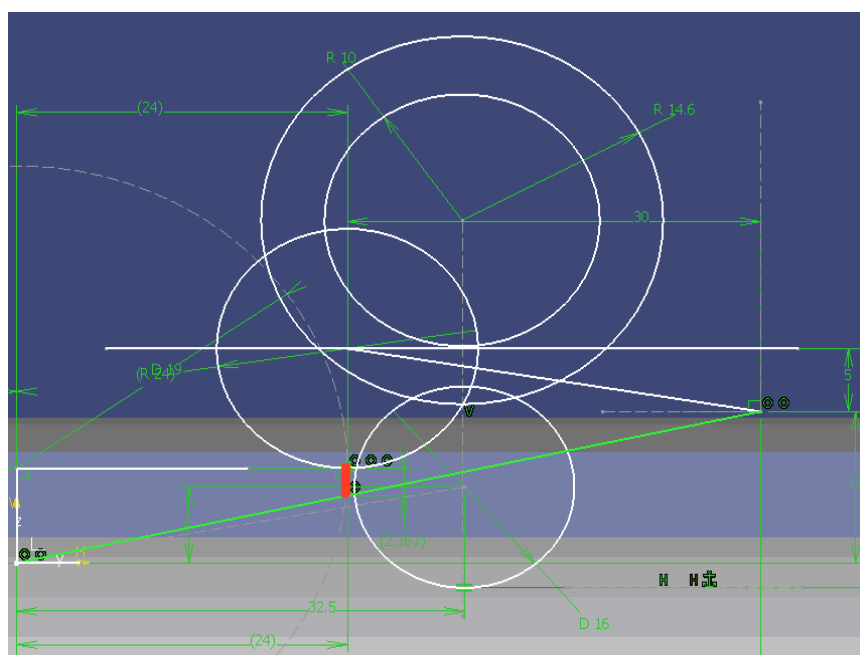
Fig. 5: Posizione angolare del profilo superiore del bilanciante ausiliario, in funzione della rotazione del bilanciante principale

Nulla cambia, per quanto riguarda le relazioni analitiche fra le variabili lagrangiane del moto. Per renderle operative, al fine di ottenere diagrammi aggiornati, o per utilizzarle nelle verifiche, è sufficiente attribuire alle costanti i valori attuali. Si è in possesso, a questo punto, di tutte le relazioni, in forma chiusa, necessarie per poter determinare, in sinergia con l'algoritmo sviluppato, il profilo di camma, nota la legge di alzata.

Appendice G

Modello tridimensionale

Per avere uno strumento di verifica, in grado di aggiornare le geometrie in tempo reale, si è fatto nuovamente ricorso allo schema bidimensionale, già menzionato. Esso è stato aggiornato, con la visualizzazione del centro di rotazione relativa dei due bilancieri e della distanza che lo separa dal punto di contatto fra i due elementi in moto relativo (figura 1). Quest'ultima distanza non è altro, che una misura della velocità di strisciamento tra i bilancieri stessi.



*Fig. 1: Modello parametrico di verifica:
è evidenziata in rosso la distanza fra centro di rotazione relativa e punto di contatto*

E' possibile minimizzare le inerzie, realizzando la desiderata legge di alzata, con la minima escursione angolare dei bilancieri (compatibilmente con il conseguente aumento dell'entità delle forze in gioco, data la costanza dell'energia assorbita dal

meccanismo). Ne deriva la minimizzazione della velocità angolare dei bilancieri, dovuta alla costanza del tempo di attuazione della valvola, fissati il regime di rotazione del motore e la durata angolare dell'alzata.

La suddetta condizione risulta verificata, per escursioni angolari dei leveraggi, in un intorno della configurazione orizzontale. La configurazione, ottenuta come primo schema definitivo della distribuzione, risponde abbastanza bene a questo requisito e, ancor meglio, al problema delle perdite per attrito.

Durante la movimentazione del sistema, il punto di contatto fra i due bilancieri si muove a ridosso del centro di rotazione relativa, con la conseguente minimizzazione della velocità di strisciamento, che ne deriva.

Appendice H

Studio analitico dei luoghi dei punti di contatto

Lo studio dell'evoluzione del contatto, durante il funzionamento del meccanismo, è stato effettuato, anche perché utile ai fini dello studio dinamico degli organi della distribuzione.

Dette:

$$x_{Cer} = 32.5mm$$

$$y_{Cer} = 6mm$$

le coordinate note del centro del pattino del bilanciere principale nella configurazione a valvola chiusa, riferite al sistema di assi solidale al bilanciere stesso, si può determinare la distanza b e l'anomalia α_{e0} individuati nello schema di figura 1:

$$b = \sqrt{x_{Cer}^2 + y_{Cer}^2}$$

$$\alpha_{e0} = -\arctan\left(\frac{y_{Cer}}{x_{Cer}}\right) + \alpha_{r0} = -19.96 \text{ deg}$$

E' possibile calcolare le coordinate del punto di contatto fra pattino del bilanciere principale e piattello valvola; tali coordinate, scritte in funzione del parametro α_2 nel riferimento $0''x''y''$, sono

$$x_{Pe}(\alpha) = b \cdot \cos(\alpha_{e0} + \alpha_2)$$

$$y_{Pe}(\alpha) = -b \cdot \sin(\alpha_{e0} + \alpha_2) - r_e$$

dove r_e è il raggio del bilanciere principale (indicato con il simbolo R_2 nello schema di figura 1). Riportando le due espressioni in ascissa e ordinata di un sistema di assi

cartesiani, si ottiene il diagramma del luogo dei punti di contatto, come mostrato in figura 2.

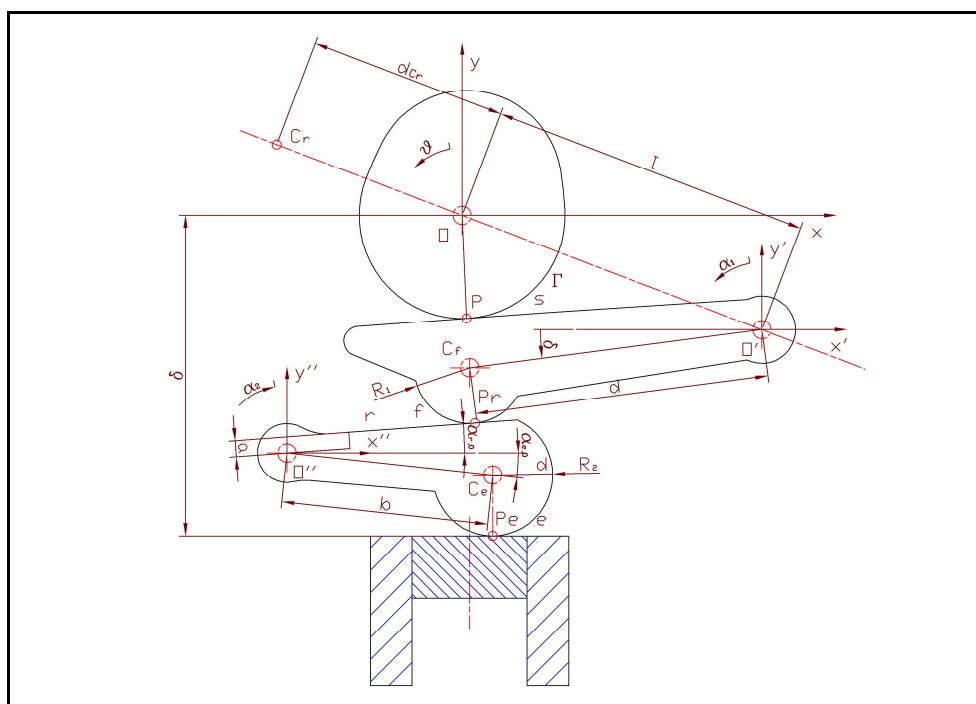


Fig. 1: Schema del sistema VVA con indicazione dei simboli utilizzati

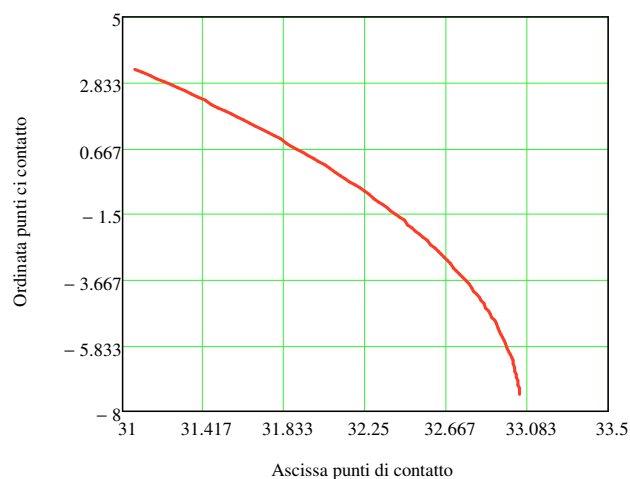


Fig. 2: Luogo dei punti di contatto fra piattello e bilanciere principale

Il punto di contatto fra i due bilancieri, per la particolare geometria delle superfici coniugate, è proprio il punto intersezione fra la retta rappresentativa del profilo superiore del bilanciere principale e quella ad essa ortogonale passante per il centro del

pattino del bilanciare ausiliario. Questa retta ha coefficiente angolare pari all'antireciproco di quello già determinato per il profilo superiore del bilanciare principale, ovvero pari a:

$$\frac{1}{tg(\alpha_2 + \alpha_{r0})} = tg\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2 - \alpha_{r0}\right)$$

L'equazione della retta è:

$$y - y_{cf} = tg\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_2 - \alpha_{r0}\right) \cdot (x - x_{cf})$$

Sostituendo, alle coordinate del centro del pattino, le rispettive espressioni nel parametro δ , e mettendo la precedente equazione a sistema con quella del profilo superiore del bilanciare principale, si ottengono le coordinate cercate del punto di contatto, in funzione dell'angolo di rotazione del bilanciare principale:

$$x_{Pr}(\alpha_2) = \left(\frac{a}{\cos(\alpha_2 + \alpha_{r0})} + \frac{x_{cf}(\vartheta(\alpha_2))}{\tan(\alpha_2 + \alpha_{r0})} - y_{cf}(\vartheta(\alpha_2)) \right) \cdot \frac{\sin[2 \cdot (\alpha_2 + \alpha_{r0})]}{2}$$

$$y_{Pr}(\alpha_2) = y_r(x_{Pr}(\alpha_2), \alpha_2)$$

Nella figura 3, si riporta il diagramma del luogo dei punti di contatto. Un'analisi analoga è stata condotta per il contatto fra bilanciare ausiliario e camma.

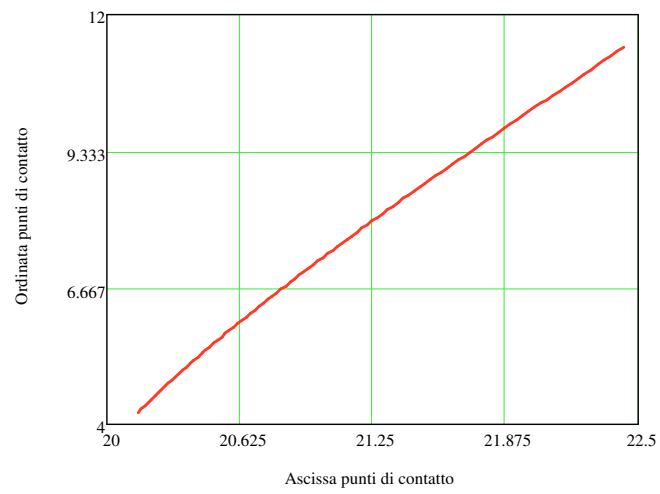


Fig. 3: Luogo dei punti di contatto fra i due bilancieri

Appendice I

Calcolo della velocità e dell'accelerazione della valvola

Sia nota la legge di alzata, nella forma della funzione $h = h(\vartheta)$, in cui h è l'alzata valvola espressa in millimetri; θ è l'angolo di rotazione dell'albero a camme espresso in radianti. E' possibile ricavare l'accelerazione della valvola, mediante il seguente procedimento, che passa per il calcolo delle derivate prima e seconda della suddetta funzione, rispetto all'angolo θ . Dal calcolo della derivata prima, si ottiene la seguente espressione:

$$1. \quad \frac{dh}{d\vartheta} = \frac{dh}{dt} \cdot \frac{dt}{d\vartheta} = \frac{dh}{dt} \cdot \frac{1}{\omega} \quad [\text{mm/rad}]$$

dove, con ω si è indicata la velocità angolare dell'albero a camme, espressa in radianti al secondo. Derivando la precedente espressione, si ottiene:

$$\frac{d^2h}{d\vartheta^2} = \frac{d}{d\vartheta} \cdot \left(\frac{dh}{d\vartheta} \right) [\text{mm/rad}^2]$$

che può scriversi nella forma:

$$2. \quad \frac{d^2h}{d\vartheta^2} = \frac{d}{d\vartheta} \left(\frac{dh}{dt} \cdot \frac{1}{\omega} \right) = \frac{1}{\omega} \cdot \frac{dt}{d\vartheta} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{dt} \right) = \frac{1}{\omega^2} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} = \frac{1}{\omega^2} \cdot a \quad [\text{mm/rad}^2],$$

ottenuta, considerando ω costante, e indicando con a l'accelerazione della valvola espressa in $[\text{mm/s}^2]$.

Esplicitando la (2) in a , e sostituendo in essa l'espressione che restituisce la velocità angolare dell'albero a camme, in funzione del numero di giri al minuto n del motore, si può scrivere:

$$3. \quad a[m/s^2] = \frac{\omega^2 \cdot \frac{d^2 h}{d\vartheta^2}}{1000} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot n}{60}\right)^2}{1000} \cdot \frac{d^2 h}{d\vartheta^2}$$

Qualora nella legge di alzata gli angoli siano misurati in gradi, cambia l'espressione della funzione rappresentante la legge di alzata stessa: $h_d = h_d(\vartheta_d)$ e la precedente espressione (3) assume una diversa forma. Indicando con θ_d la rotazione dell'albero a camme espressa in gradi, per essa si può scrivere:

$$4. \quad \vartheta_d = \vartheta \cdot \frac{180}{\pi} \Rightarrow \frac{d\vartheta_d}{d\vartheta} = \frac{180}{\pi}$$

Inoltre è possibile legare le funzioni $h(\vartheta)$ e $h_d(\vartheta_d)$ nel seguente modo:

$$5. \quad h(\vartheta) = h_d(\vartheta_d(\vartheta))$$

Derivando la (5) rispetto a θ e, per la (4), si ha:

$$\frac{dh}{d\vartheta} = \frac{dh_d}{d\vartheta_d} \cdot \frac{d\vartheta_d}{d\vartheta} = \frac{dh_d}{d\vartheta_d} \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)$$

Derivando ulteriormente l'espressione precedente:

$$\frac{d^2 h}{d\vartheta^2} = \frac{d}{d\vartheta} \left(\frac{dh}{d\vartheta} \right) = \frac{d}{d\vartheta} \left(\frac{180}{\pi} \cdot \frac{dh_d}{d\vartheta_d} \right) = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2} \cdot \frac{d\vartheta_d}{d\vartheta} = \left(\frac{180}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2}$$

oppure attraverso analisi dimensionale, si ottiene:

$$\frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2} \cdot \frac{[mm]}{[deg]^2} = \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2} \cdot \frac{[mm]}{\left[\frac{\pi}{180} rad\right]^2} = \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2} \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{[mm]}{[rad]^2} \Leftrightarrow \frac{d^2 h}{d\vartheta^2} = \left(\frac{180}{\pi}\right)^2 \cdot \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2}$$

questa, sostituita nella (3), restituisce infine l'espressione cercata:

$$a[m/s^2] = \frac{\left(\frac{\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)}{1000} \cdot \frac{d^2 h_d}{d\vartheta_d^2}$$

Appendice L

Studio analitico completo dei carichi agenti

Poiché i test di laboratorio del sistema VVA saranno effettuati equipaggiando la testata del motore Morini Corsaro 1200, si è fatto riferimento, nel condurre l'analisi dinamica, alle inerzie e alle caratteristiche degli elementi elastici della stessa unità propulsiva, già presente sul mercato. Tali caratteristiche, insieme al regime massimo di progetto del nuovo motore e ad i simboli utilizzati per indicarle, sono di seguito riportate:

- $m_{as} = 145.7$ massa valvola di aspirazione + equipaggio [g]
- $K_i = 16.8$ rigidezza molla interna [N/mm]
- $P_{0i} = 110$ precarico molla interna [N]
- $K_e = 34.9$ rigidezza molla esterna [N/mm]
- $P_{0e} = 274$ precarico molla esterna [N]
- $n_m = 10000$ velocità massima di rotazione del motore [giri/min]
- $\omega_c = n_m \cdot \frac{\pi}{60} = 445$ velocità massima di rotazione albero a camme [rad/s]

Si fanno le seguenti posizioni:

$$h(\vartheta) = Y(\vartheta)$$

$$h_1(\vartheta) = Y'(\vartheta)$$

$$h_2(\vartheta) = Y''(\vartheta)$$

Dalla prima equazione della dinamica dei sistemi, applicata alla valvola e al suo equipaggio mobile, è possibile ricavare la forza incognita di chiusura, esplicitata su di

essi, dal bilanciere principale. Essendo nota e costante la sua direzione, ed indicando con $N_0(\vartheta)$ il suo modulo, funzione della posizione angolare dell'albero a camme, e calcolato in corrispondenza del regime massimo di rotazione dello stesso, risulta:

$$N_0(\vartheta) = [(K_i + K_e) \cdot h(\vartheta) + (P_{0i} + P_{0e})] + \frac{m_{as}}{1000} \cdot h_2(\vartheta) \cdot \frac{\omega_c^2}{1000}.$$

L'andamento di tale forza di chiusura, fra bilanciere principale e piattello valvola, è riportato in figura 1:

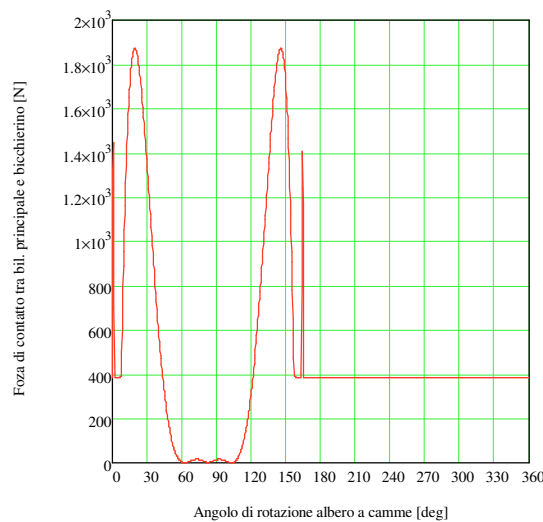


Fig. 1: Forza di chiusura fra bilanciere principale e piattello valvola

Si valutano le derivate, rispetto al tempo, delle variabili lagrangiane, che definiscono il moto della catena cinematica.

La derivata prima della variabile α_2 risulta:

$$\frac{d\alpha_2}{dt} = \frac{d\alpha_2}{dh} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} \cdot \frac{d\vartheta}{dt}$$

Osservando che $\frac{d\vartheta}{dt}$ è la velocità angolare, ω_c , indicando con il pedice t le derivate temporali delle grandezze in gioco, si può scrivere, utilizzando una notazione di più facile manipolazione, attraverso lo strumento Mathcad:

$$\alpha'_{2t}(\vartheta) = \alpha'_2(h(\vartheta)) \cdot h_1(\theta) \cdot \omega_c$$

Si è ricondotta l'espressione della derivata temporale della funzione $\alpha_2 = \alpha_2(h(\vartheta(t)))$ al prodotto di funzioni note, e tutte aventi come variabile indipendente l'angolo θ . Il diagramma che ne risulta è rappresentato nella figura 2.

Per il calcolo della derivata seconda temporale, si può scrivere:

$$\begin{aligned} \frac{d^2\alpha}{dt^2} &= \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha}{dh} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} \cdot \omega_c \right) = \\ &= \omega_c \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha}{dh} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} \right) = \\ &= \omega_c \cdot \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha}{dh} \right) \cdot \frac{dh}{d\vartheta} + \frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{d\vartheta} \right) \cdot \frac{d\alpha}{dh} \right] = \\ &= \omega_c \cdot \left[\frac{d^2\alpha}{dh^2} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} + \frac{d^2h}{d\vartheta^2} \cdot \frac{d\vartheta}{dt} \cdot \frac{d\alpha}{dh} \right] = \\ &= \omega_c^2 \cdot \left[\frac{d^2\alpha}{dh^2} \cdot \left(\frac{dh}{d\vartheta} \right)^2 + \frac{d^2h}{d\vartheta^2} \cdot \frac{d\alpha}{dh} \right] \end{aligned}$$

Anche in questo caso, si è scritto il prodotto di fattori, di cui è nota la formulazione, in funzione della variabile θ . Questa espressione, riscritta con le convenzioni sui simboli adottate, e diagrammata in funzione della posizione angolare dell'albero a camme, dà luogo al seguente risultato ed al rispettivo diagramma di figura 3:

$$\alpha''_{2t}(\vartheta) = \left(\alpha''_2(h(\vartheta)) \cdot h_1^2(\vartheta) + h_2(\vartheta) \cdot \alpha'_2(h(\vartheta)) \right) \cdot \omega_c^2$$

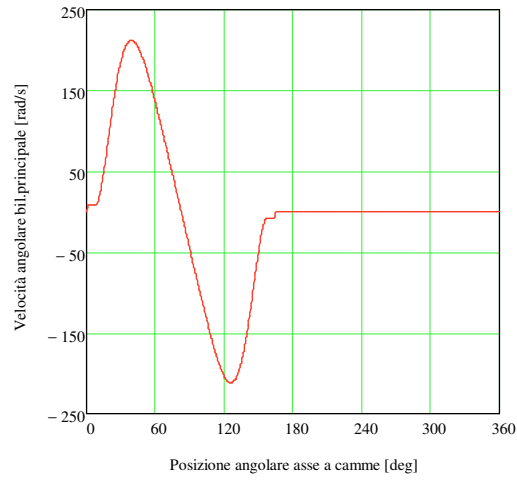


Fig. 2: Velocità angolare del bilanciere principale

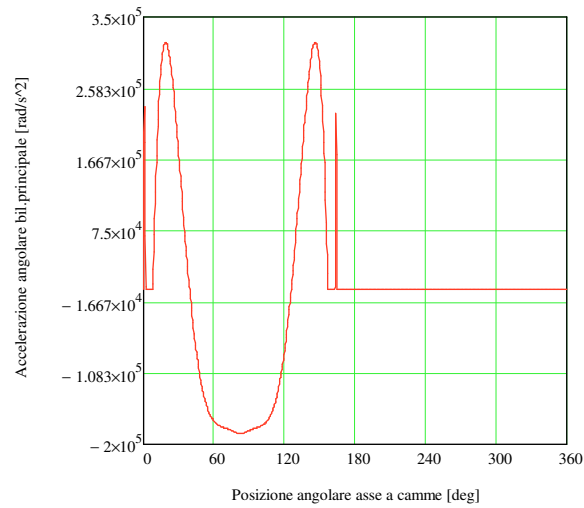


Fig. 3: Accelerazione angolare del bilanciere principale

Per quanto riguarda la definizione delle derivate temporali prima e seconda della variabile α_1 , e le relative espressioni in termini di funzioni note di θ , poiché risulta:

$$\frac{d\alpha_1}{dt} = \frac{d\alpha_1}{d\alpha_2} \cdot \frac{d\alpha_2}{dh} \cdot \frac{dh}{d\vartheta} \cdot \frac{d\vartheta}{dt}$$

si può scrivere:

$$\alpha'_{1t}(\vartheta) = \alpha'_1(\alpha_{2t}(\vartheta)) \cdot \alpha'_{2t}(\vartheta)$$

il cui diagramma è mostrato in figura 4.

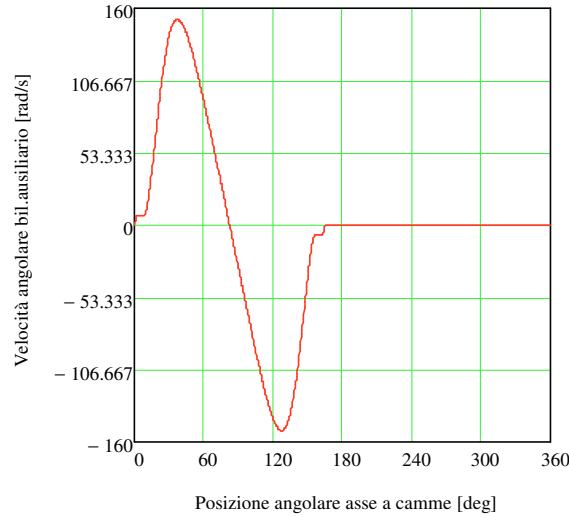


Fig. 4: Velocità angolare del bianciere ausiliario

La derivata seconda risulta:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha_1}{dt} \right) &= \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha_1}{d\alpha_2} \cdot \frac{d\alpha_2}{dt} \right) = \\ &= \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha_1}{d\alpha_2} \right) \cdot \frac{d\alpha_2}{dt} + \frac{d\alpha_1}{d\alpha_2} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{d\alpha_2}{dt} \right) = \\ &= \frac{d^2\alpha_1}{d\alpha_2^2} \cdot \left(\frac{d\alpha_2}{dt} \right)^2 + \frac{d\alpha_1}{d\alpha_2} \cdot \frac{d^2\alpha_2}{dt^2} \end{aligned}$$

che, riscritta con i simboli della notazione adottata, restituisce i seguenti risultati:

$$\alpha''_{1r}(\vartheta) = \alpha''_{1}(\alpha_{2r}(\vartheta)) \cdot \alpha'_{2r}{}^2(\vartheta) + \alpha'_1(\alpha_{2r}(\vartheta)) \cdot \alpha''_{2r}(\vartheta)$$

In figura 5, si riporta il grafico della funzione $\alpha''_{1r}(\vartheta)$.

Si è proceduto ad una verifica numerica delle espressioni calcolate, effettuata eseguendo le derivate, nella forma di rapporto incrementale, calcolato in punti molto

vicini fra loro, e riportando i risultati in un stesso sistema di assi cartesiani, insieme ai relativi diagrammi, ottenuti dalle espressioni analitiche.

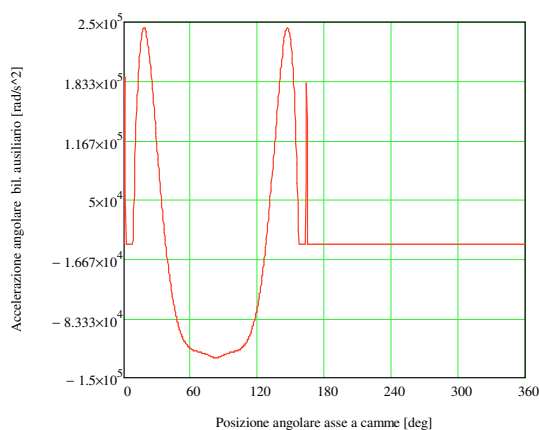


Fig. 5: Accelerazione angolare del bilanciamento ausiliario

Si riportano gli esiti delle verifiche eseguite sulle ultime due derivate calcolate: come mostrato dalle figure 6 e 7, le curve sono perfettamente sovrapponibili.

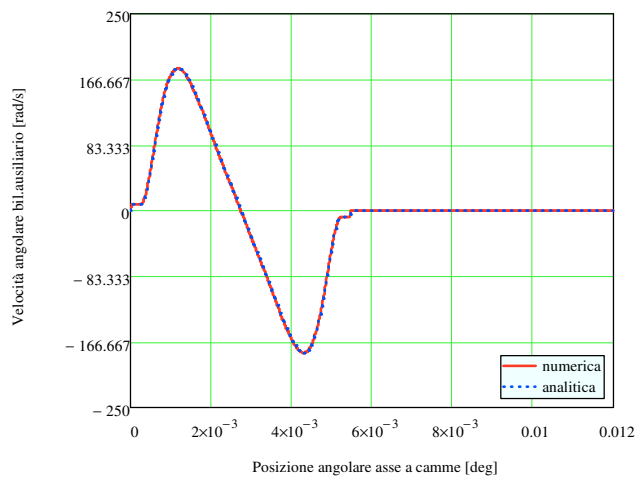


Fig. 6: Verifica sulla velocità angolare del bilanciamento ausiliario

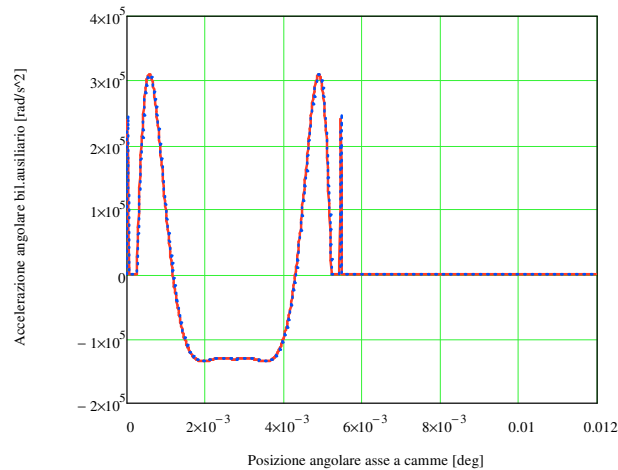


Fig. 7: Verifica sull'accelerazione angolare del bilanciere ausiliario

Prima di procedere al calcolo della forza di contatto, all'interfaccia dei due bilancieri, è stato necessario acquisire dai modelli tridimensionali le informazioni inerenti alle proprietà inerziali del bilanciere principale. Esse sono relative al riferimento utilizzato per la costruzione geometrica del bilanciere stesso e ad esso solidale:

$$I_o = 3.05 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$X_G = 16.43 \text{ mm}$$

$$Y_G = 5.485 \text{ mm}$$

$$m_G = 56.5 \text{ g}$$

$$d_G = \sqrt{X_G^2 + Y_G^2} = 17.322 \text{ mm}$$

Le coordinate del baricentro sono quelle misurate nel riferimento $o''x''y''$, a valvola chiusa.

Si è in possesso di tutte le informazioni, necessarie al calcolo preliminare delle forze d'inerzia; esse consentono di valutare in maniera rigorosa le reazioni esplicate dai supporti del bilanciere, durante il funzionamento del motore.

Per la forza d'inerzia radiale, si può scrivere:

$$F_{2ir}(\vartheta) = (\alpha'_{2t}(\vartheta))^2 \cdot \frac{d_G}{1000} \cdot \frac{m_G}{1000} \quad \text{forza d'inerzia radiale (centrifuga)}$$

$$\alpha_{2ir}(\vartheta) = \arctan\left(\frac{Y_G}{X_G}\right) - \alpha_2(h(\vartheta)) \quad \text{angolo che la forza d'inerzia forma con l'asse x}$$

Le sue componenti lungo gli assi sono:

$$F_{2irx}(\vartheta) = F_{2ir}(\vartheta) \cdot \cos(\alpha_{2ir}(\vartheta))$$

$$F_{2iry}(\vartheta) = F_{2ir}(\vartheta) \cdot \sin(\alpha_{2ir}(\vartheta))$$

Un discorso analogo può essere fatto per la componente tangenziale della forza d'inerzia e le sue componenti lungo gli assi; risulta, infatti:

$$F_{2it}(\vartheta) = (\alpha''_{2t}(\vartheta)) \cdot \frac{d_G}{1000} \cdot \frac{m_G}{1000} : \text{forza d'inerzia tangenziale}$$

$$\alpha_{2it}(\vartheta) = \arctan\left(\frac{Y_G}{X_G}\right) - \alpha_2(h(\vartheta)) + \frac{\pi}{2} : \text{angolo che la forza d'inerzia tangenziale forma}$$

con l'asse x

Quindi, risulta:

$$F_{2itx}(\vartheta) = F_{2it}(\vartheta) \cdot \cos(\alpha_{2it}(\vartheta)) : \text{componente lungo x della forza d'inerzia tangenziale}$$

$$F_{2ity}(\vartheta) = F_{2it}(\vartheta) \cdot \sin(\alpha_{2it}(\vartheta)) : \text{componente lungo y della forza d'inerzia tangenziale}$$

Si riportano i diagrammi delle forze d'inerzia calcolate, nelle figure 8 e 9.

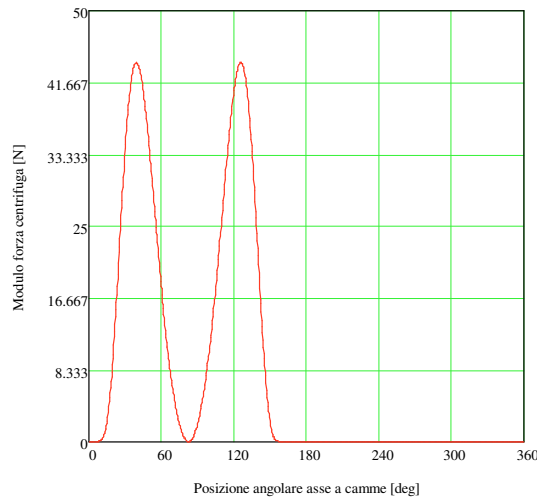


Fig. 8: Modulo della forza d'inerzia centrifuga agente sul bilanciore principale

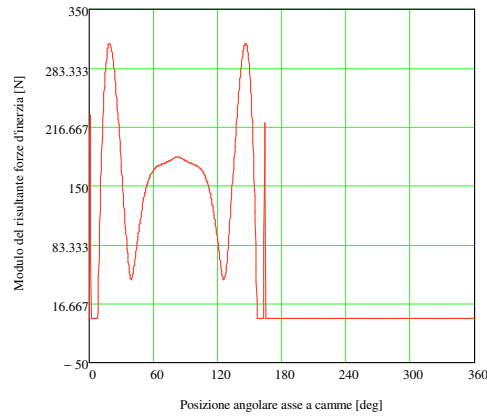


Fig. 9: Modulo del risultante delle forze d'inerzia agenti sul bilanciore principale

È possibile, infine, calcolare le componenti del risultante delle forze d'inerzia:

$$F_{2ix}(\vartheta) = F_{2irx}(\vartheta) + F_{2itx}(\vartheta) \quad \text{forza d'inerzia risultante direzione x}$$

$$F_{2iy}(\vartheta) = F_{2iry}(\vartheta) + F_{2ity}(\vartheta) \quad \text{forza d'inerzia risultante direzione y}$$

Scrivendo la seconda equazione della dinamica dei sistemi rigidi, applicata al bilanciore principale, è possibile calcolare la forza di contatto N_1 , che il bilanciore ausiliario esplica su quello principale:

$$N_1(\vartheta) = \frac{I_o \cdot \alpha''_{2t}(\vartheta) + N_0(\vartheta) \cdot \frac{x_{pe}(\alpha_2(h(\vartheta)))}{1000}}{\frac{b_{pr}(\alpha_2(h(\vartheta)))}{1000}}$$

L'anomalia, che individua la direzione del vettore N_1 , al variare di θ , è espressa dalla seguente relazione:

$$\alpha_{n1}(\vartheta) = \frac{\pi}{2} - \alpha_2(h(\vartheta)) - \alpha_{r0}$$

Un riscontro dei valori assunti dalle azioni di contatto N_0 ed N_1 , al variare della posizione angolare dell'albero a camme, è mostrato in figura 10. Il valore teorico negativo attinto dalla forza di contatto N_1 , in corrispondenza di un regime di rotazione di 10000 rpm è il segnale di una perdita di contatto fra gli organi della distribuzione.

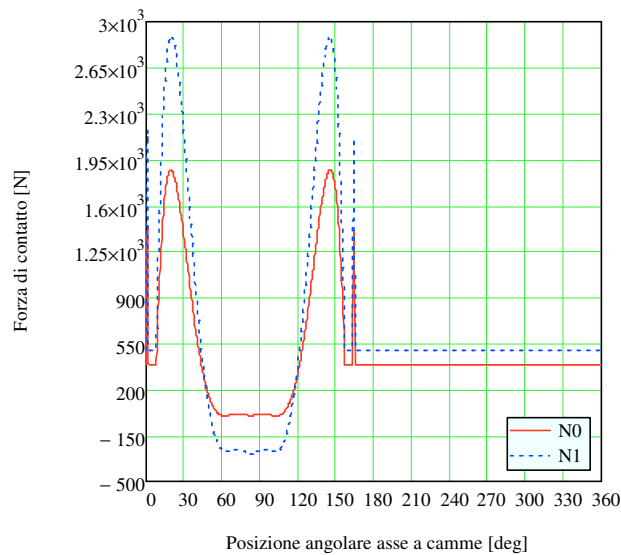


Fig. 10: Confronto fra le forze di contatto N_0 ed N_1

Poiché il problema sollevato nulla toglie alla validità ed alla generalità dell'impianto del modello analitico approntato, si è proceduto al calcolo delle componenti lungo gli assi della suddetta azione di contatto:

$$N_{1x}(\vartheta) = -N_1(\vartheta) \cdot \cos(\alpha_{n1}(\vartheta))$$

$$N_{1y}(\vartheta) = -N_1(\vartheta) \cdot \sin(\alpha_{n1}(\vartheta))$$

Imponendo l'equilibrio alla traslazione lungo gli assi, è possibile ricavare le espressioni delle componenti della reazione vincolare del supporto del bilanciere ed il modulo della loro risultante. Si ottiene:

$$F_{2x}(\vartheta) = -N_{1x}(\vartheta) - F_{2ix}(\vartheta)$$

$$F_{2y}(\vartheta) = -N_{1y}(\vartheta) - F_{2iy}(\vartheta) - N_0(\vartheta)$$

$$\Rightarrow F_2(\vartheta) = \sqrt{F_{2x}^2(\vartheta) + F_{2y}^2(\vartheta)}$$

Di quest'ultima funzione si riporta, infine, il diagramma in figura 11:

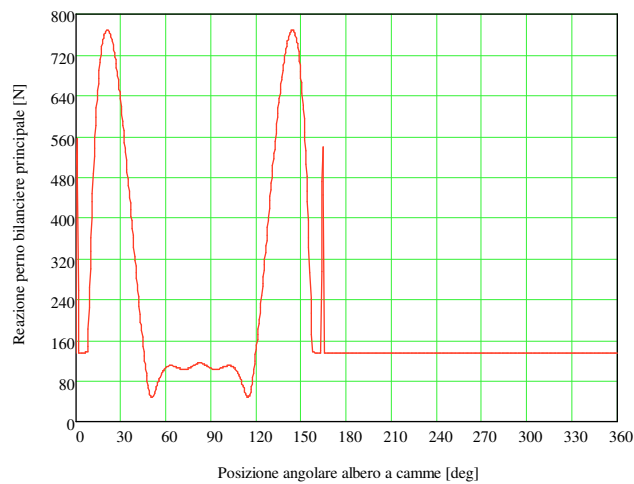


Fig. 11: Modulo della forza di reazione del perno del bilanciere principale

Si può procedere al calcolo dell'azione di contatto, che si esplica all'interfaccia camma-bilanciere ausiliario e delle azioni che si scaricano sulle guide lineari preposte alla movimentazione del bilanciere stesso, durante le prove di laboratorio.

Il primo passo è quello dell'acquisizione da Catia dei dati inerziali del bilanciario intermedio; gli stessi, riferiti al sistema di assi $0'x'y'$ a valvola chiusa, sono di seguito riportati:

$$I'_{o1} = 4.082 \cdot 10^{-5} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$X'_{G1} = -18.48 \text{ mm}$$

$$Y'_{G1} = -0.634 \text{ mm}$$

$$m_{G1} = 68.8 \text{ g}$$

$$d_{G1} = \sqrt{X'_{G1}^2 + Y'_{G1}^2} = 18.493 \text{ mm}$$

Il passo successivo è quello di determinare un'equazione, che esprima il valore assunto dal braccio della forza di contatto N_1 , al variare di θ rispetto al polo O' ; questo è necessario perché l'azione di contatto N_2 viene determinata scrivendo la seconda equazione della dinamica, applicata al bilanciario ausiliario, con i momenti calcolati scegliendo come polo l'origine del riferimento $0'x'y'$. Il problema del calcolo del braccio della forza N_1 è stato affrontato, ricorrendo alle proprietà dei prodotti scalari (figura 12), invece che al calcolo della distanza punto-retta; esso ha condotto alla seguente espressione, il cui diagramma è riportato in figura 13:

$$b_1(\vartheta) = |V_1(\vartheta)| \cdot \sin \alpha_{12}(\vartheta) = |V_1(\vartheta)| \cdot \sqrt{1 - (\cos \alpha_{12}(\vartheta))^2}$$

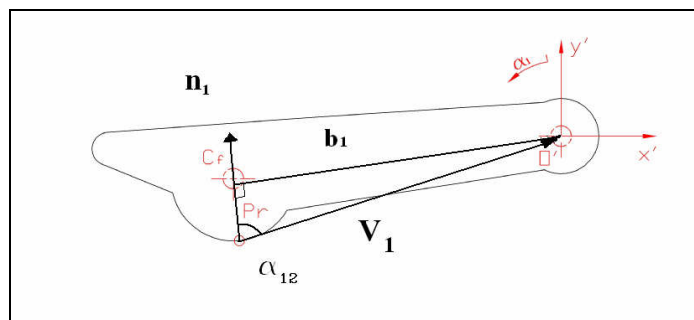


Fig. 12: Schema grafico esplicativo del metodo seguito per il calcolo del braccio della forza N_1

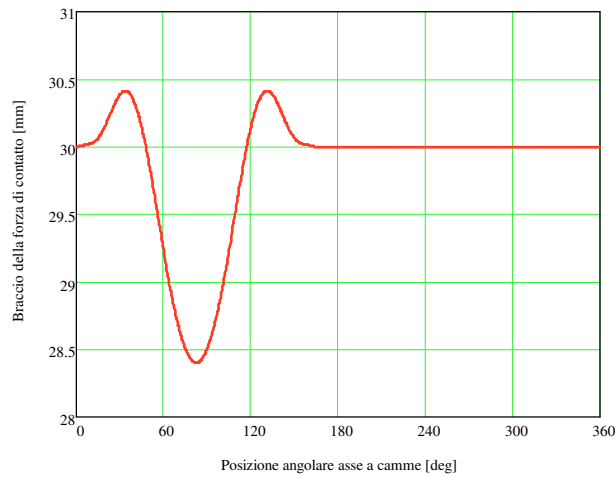


Fig. 13: Braccio della forza di contatto N_1 rispetto all'origine del riferimento $0'x'y'$

La trattazione analitica necessaria a completare il modello (relativa alle forze scambiate fra camma e bilanciere mobile ecc.) si innesta sull'algoritmo descritto.

Si riportano i risultati conseguiti.

L'espressione della funzione, che descrive l'azione di contatto fra camma e bilanciere ausiliario, al variare di ϑ è:

$$N_2(\vartheta) = \frac{I'_{o1} \cdot \alpha'_{1r}(\vartheta) + N_1(\vartheta) \cdot \frac{b_1(\vartheta)}{1000}}{\frac{b_{p1}(\vartheta)}{1000}}$$

La figura 14 mostra i diagrammi delle forze N_0 , N_1 e N_2 .

I risultati sono stati ottenuti, in corrispondenza di un regime di rotazione del motore di 8500 giri/min. Questo valore di velocità angolare è tale da scongiurare il fenomeno del distacco all'interno della catena cinematica, consentendo di riportare nel piano cartesiano soltanto quei valori della forza N_2 che sono realmente attinti dalle forze di contatto.

Si riporta, infine, in figura 15, l'andamento della reazione esplicata dal supporto del bilanciere ausiliario, in corrispondenza della medesima velocità di rotazione del motore.

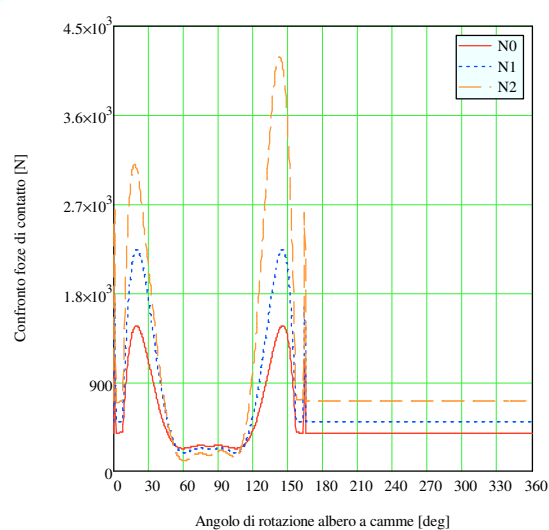


Fig. 14: Confronto fra le forze di contatto tra gli elementi del sistema VVA

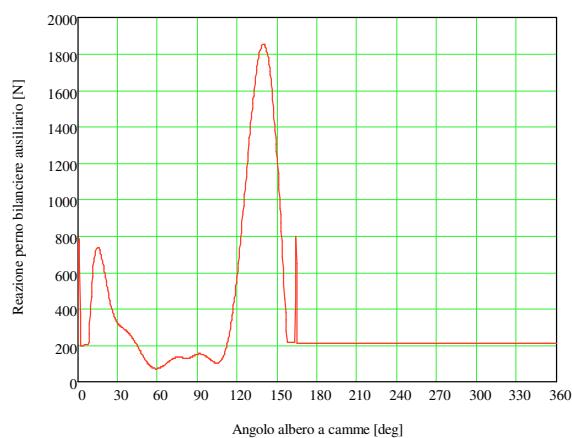


Fig. 15: Reazione del perno del bilanciere ausiliario

Appendice M

Calcolo delle pressioni Hertziane e della potenza necessaria all'azionamento della valvola

A partire dalle geometrie e dalle forze di chiusura, è stato possibile determinare le pressioni Hertziane, nelle regioni di contatto, in funzione della posizione angolare dell'albero a camme, presentate nel diagramma di figura 1 (calcolate a 8500 rpm dell'albero motore). Da tale diagramma, si evince che, per il regime di rotazione considerato, le pressioni di contatto Hertziane sono perfettamente ammissibili, per gli acciai utilizzati opportunamente trattati.

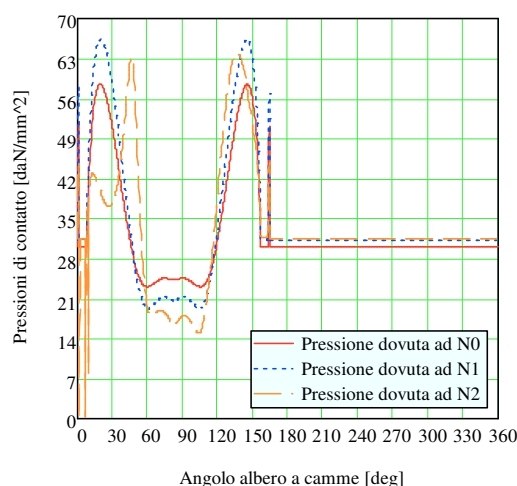


Fig. 1: Pressioni di contatto fra gli elementi del sistema VVA

Al fine di stimare la potenza dissipata dal meccanismo, sono state valutate tutte le velocità di scorrimento tra gli elementi del sistema.

Nelle figure 2, 3, 4, sono riportati (sempre per una velocità di rotazione del motore pari a 8500 rpm), gli andamenti delle velocità di scorrimento: tra il pattino del

bilanciere principale ed bicchierino; tra il pattino del bilanciere ausiliario ed il dorso del bilanciere principale; tra la camma e il dorso del bilanciere ausiliario.

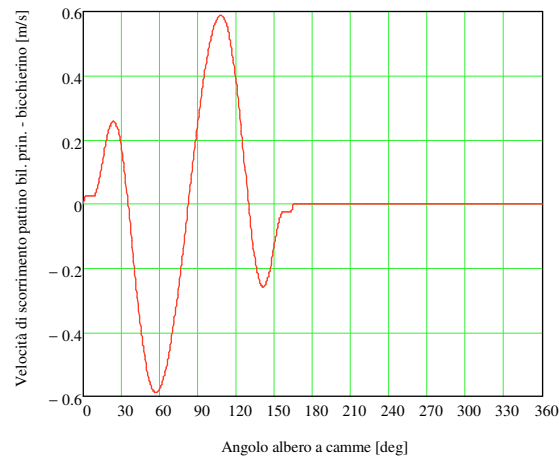


Fig. 2: Velocità di scorrimento fra pattino del bilanciere principale e piattello valvola

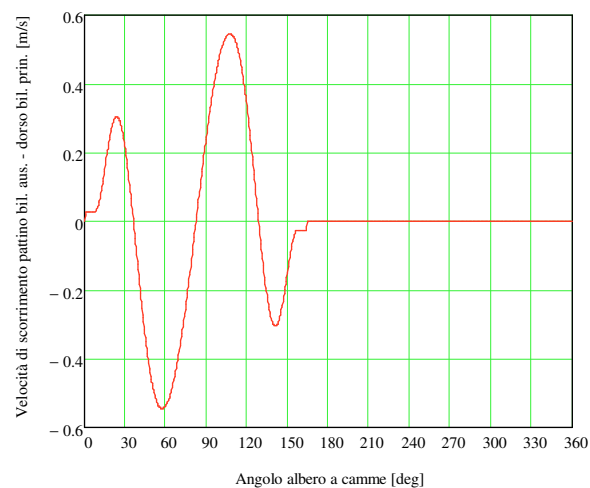


Fig. 3: Velocità di scorrimento fra i due bilancieri

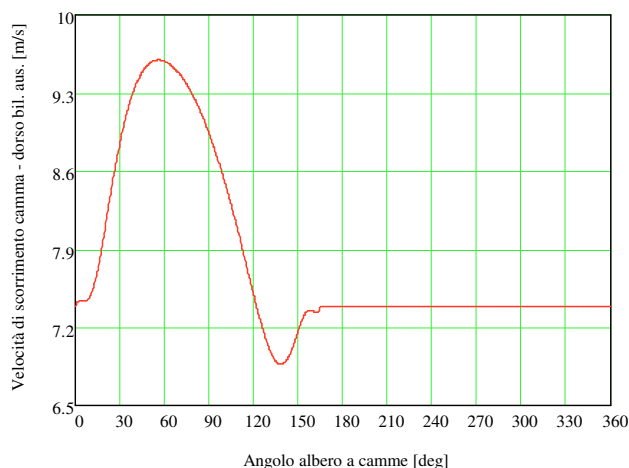


Fig. 4: Velocità di scorrimento fra camma e bilanciere ausiliario

Note le velocità di scorrimento fra gli elementi a contatto e le forze di chiusura, che si esplicano durante lo scorrimento stesso, è stato possibile stimare la potenza di attrito globale ed istantanea, assorbita dal meccanismo, per l'azionamento di ciascuna valvola (esclusa la potenza dissipata dai supporti dell'albero a camme). Tali grandezze, riferite all'unità di coefficiente di attrito, sono riportate nel diagramma di figura 5, e calcolate per una velocità di rotazione del motore di 8500 rpm.

Da tali diagrammi si evince come, assumendo un coefficiente di attrito medio pari a 0.04 tra gli organi a contatto del meccanismo, si otterrebbe un picco di potenza dissipata pari a circa 1.2 kW, con una potenza media necessaria all'azionamento di ciascuna valvola pari a circa 0.2 kW. In figura 6, si riporta (sempre per 8500 rpm del motore), il diagramma della potenza istantanea richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola, valutata nel caso ideale di assenza di attriti (potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle).

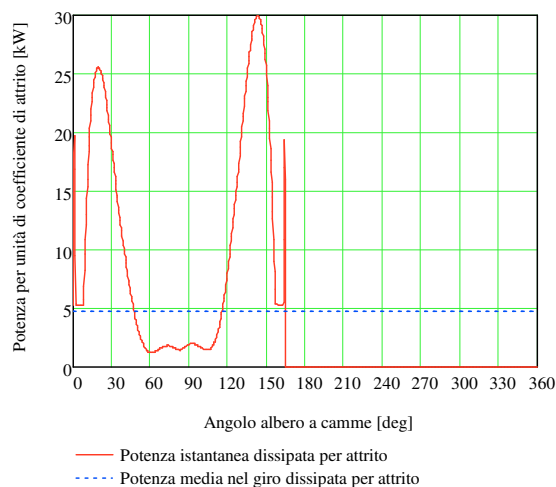


Fig. 5: Potenza dissipata per unità di coefficiente di attrito

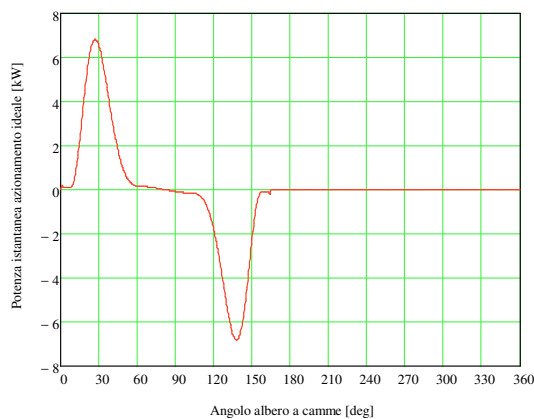


Fig. 6: Potenza teorica necessaria all'azionamento di una valvola

In figura 7, si riporta il diagramma della potenza istantanea totale richiesta per l'azionamento di ciascuna valvola (somma della potenza necessaria a muovere le inerzie e a deformare le molle e della potenza dissipata per attrito), calcolata in corrispondenza di un coefficiente di attrito medio pari a 0.04.

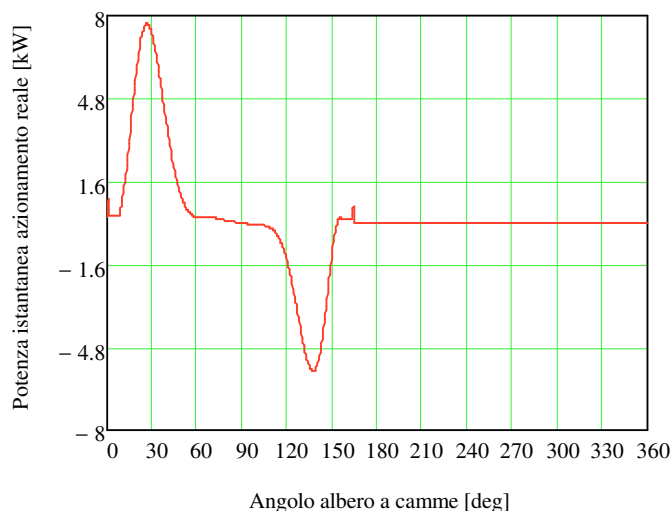


Fig. 7: Potenza reale necessaria all'azionamento di una singola valvola

Poiché, in assenza di attriti, l'energia globale assorbita dagli organi della distribuzione nel tempo necessario al compimento di un giro per l'azionamento di ciascuna valvola deve essere nulla (in quanto il sistema di forze agente sul sistema sarebbe, in tal caso, conservativo), il lavoro totale assorbito dall'azionamento nel caso reale coincide con quello corrispondente alla potenza dissipata per attrito che, come riportato in precedenza, è pari a circa 0.2 kW, nel caso in esame.

Infine, si è provveduto a realizzare una verifica statica di compatibilità dei carichi massimi, agenti sui due bilancieri, con le geometrie ad essi assegnate. L'analisi agli elementi finiti è stata condotta per mezzo di uno specifico modulo del software CATIA. I valori massimi della sollecitazione equivalente, calcolata con il criterio di Von Mises, risultano, per entrambi i bilancieri, compatibili con i valori ammissibili per gli acciai utilizzati e con i valori raccomandati in letteratura. I risultati sono mostrati nelle figure 8 e 9.

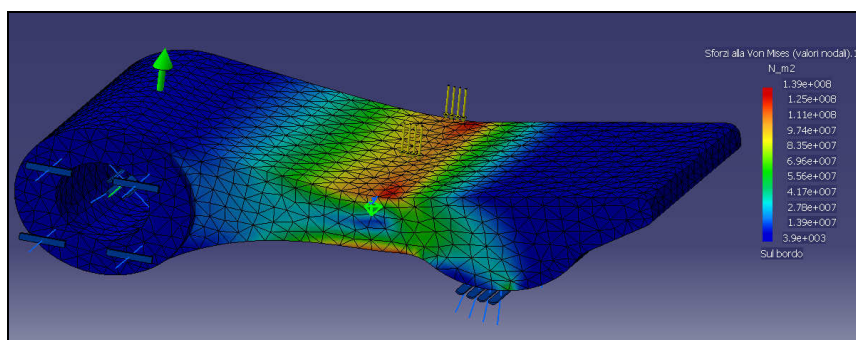


Fig. 8: Verifica statica del bilanciere principale mediante analisi agli elementi finiti

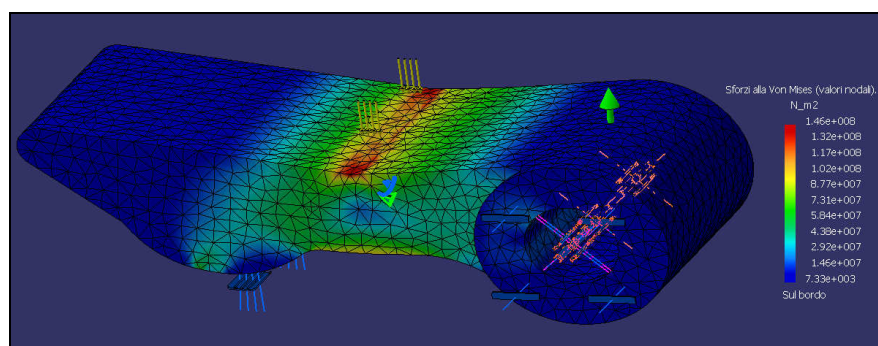


Fig. 9: Verifica statica del bilanciere ausiliario mediante analisi agli elementi finiti

Appendice N

Criticità del sistema di tipo rotativo in configurazione di alzata nulla

Dallo studio del VVA di tipo rotativo è emersa, fra i vari risultati, la necessità d'impiego di un opportuno elemento elastico che garantisca il contatto fra la camma e il bilanciere ausiliario in configurazione di alzata nulla. La criticità di questa configurazione nei confronti del contatto camma-bilanciere ausiliario scaturisce dalla impossibilità costituzionale da parte della camma di esercitare un'azione di richiamo sul bilanciere ausiliario e dal ruolo marginale svolto a tal uopo dalle azioni di contrasto trasmesse sul bilanciere ausiliario dalle molle valvola per mezzo del bilanciere principale; questo perché la retta di azione della forza che i due bilancieri si scambiano presenta un braccio trascurabile rispetto al fulcro del bilanciere ausiliario stesso al diminuire della legge di alzata, fino a presentare braccio nullo nella configurazione di alzata minima.

Si è proceduto all'analisi finalizzata al dimensionamento dell'elemento elastico, il cui intervento risulta indispensabile in configurazione di alzata nulla, e deleterio nelle altre configurazioni (esso comporta l'incremento delle forze di contatto degli elementi del cinematismo e quindi una maggiore dissipazione di potenza per attrito e una riduzione della vita utile del meccanismo, a causa dell'usura).

L'analisi utilizza, quale strumento analitico, la seconda equazione cardinale della dinamica, applicata al bilanciere ausiliario in configurazione di alzata nulla.

In tale condizione di funzionamento, data la particolare geometria degli elementi del cinematismo e trascurando le azioni di attrito, l'azione che il bilanciere principale esercita su quello ausiliario non produce alcun momento tale da garantire il contatto tra il profilo della camma e quello del bilanciere ausiliario.

La suddetta equazione assume, in questa configurazione, la seguente forma:

$$M_C = I_o \cdot \dot{\omega} \quad (1)$$

nella quale i simboli riportati assumono il seguente significato:

M_C : momento, rispetto all'asse di rotazione del bilanciere ausiliario, dovuto all'azione di contatto che la camma esercita sul bilanciere ausiliario;

I_o : momento di inerzia di massa del bilanciere ausiliario rispetto al proprio asse di rotazione;

$\dot{\omega}$: accelerazione angolare del bilanciere ausiliario;

Costituendo la camma un vincolo unilaterale per il bilanciere ausiliario essa non è in grado di esplicare alcuna azione di richiamo rispetto al bilanciere stesso; pertanto, assumendo come verso positivo per il momento quello per il quale il bilanciere è spinto dalla camma, la condizione di contatto, ovvero quella per la quale non si ha il fenomeno del distacco, si può formalmente esprimere con la relazione che segue:

$$M_C > 0 \quad (2)$$

La criticità del sistema nella configurazione di alzata nulla risulta evidente, alla luce della possibilità per il termine $I_o \cdot \dot{\omega}$ (rappresentativo delle coppie d'inerzia), di assumere segno qualsiasi. I valori di accelerazione angolare sono stati ricavati da simulazione, mediante il software Catia, in corrispondenza di un regime motore pari a 9500 giri/min e riportati in figura 1. Il valore di $I_o = 3.302 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ è stato acquisito dal modello tridimensionale del bilanciere e successivamente utilizzato per ottenere l'andamento del momento risultante delle forze d'inerzia, rappresentate in figura 2).

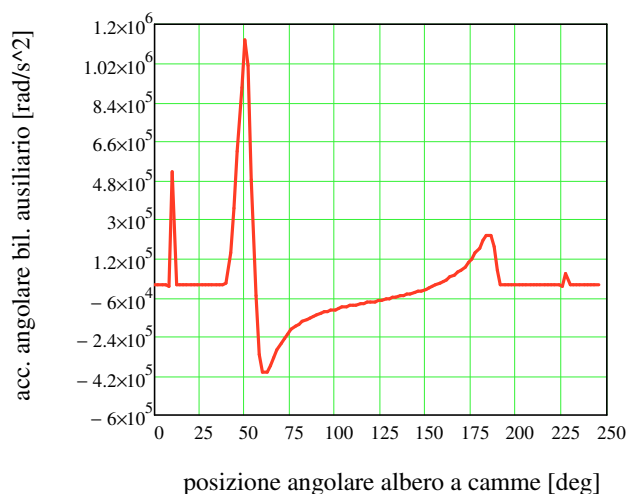


Fig. 1: Accelerazione angolare del bilanciere ausiliario

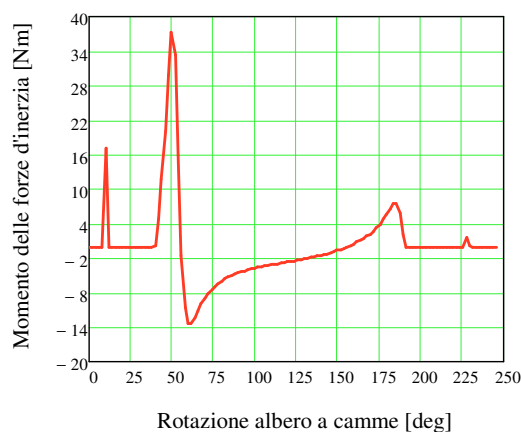


Fig. 2: Momento delle forze d'inerzia agente sul bilanciere principale

Quando $I_o \cdot \dot{\omega}$ assume valori positivi, il sistema funziona correttamente, ovvero il contatto tra camma e bilanciere ausiliario è garantito.

Quando $I_o \cdot \dot{\omega} \leq 0$, la condizione (2) di corretto funzionamento (essendo sempre valida la (1)) non può essere verificata, senza l'aggiunta di un opportuno sistema di richiamo. $M_c < 0$ è una condizione solo teorica nel caso in esame, a causa del sopravvenuto distacco, quando $M_c \equiv 0$.

Una possibile soluzione potrebbe essere l'adozione di un elemento elastico torsionale, in grado di ripristinare la condizione di contatto.

La seconda equazione cardinale, a seguito dell'inserimento di un elemento torsionale, che agisce sul bilanciario ausiliario, mediante un momento di richiamo M_e , diventa:

$$M_c - M_e = I_o \cdot \dot{\omega}$$

La condizione (2), ovvero la condizione di contatto impone che:

$$M_c = I_o \dot{\omega} + M_e > 0 \quad (3)$$

L'analisi si configura nella individuazione delle caratteristiche dell'elemento elastico, tali da garantire che la condizione (3) risulti sempre verificata.

Si è assunta quale legge caratteristica della molla una relazione lineare del tipo:

$$M_e = M_o + K \cdot \alpha$$

in cui M_o è il precarico e K è la rigidezza angolare.

Nella scelta della molla, bisogna tenere presente che, nell'individuare i valori di precarico M_o e rigidezza K che verificano la condizione (2), non si deve determinare un inutile sovraccarico degli elementi del cinematismo, in corrispondenza delle condizioni in cui l'elemento elastico non risulta necessario.

Un'analisi puramente teorica permette di affermare che, ad esempio, una molla montata con precarico di 1 Nm ed avente una rigidezza di 1.7 Nm/deg consentirebbe di ripristinare le corrette condizioni di funzionamento.

Appendice O

Definizione del modello del VVA elettroidraulico camless con molla

Si illustra il modello matematico che descrive il funzionamento di un attuatore valvola di tipo elettroidraulico camless con molla. La figura 1 mostra, in linea di principio, gli elementi fondamentali di un sistema del genere.

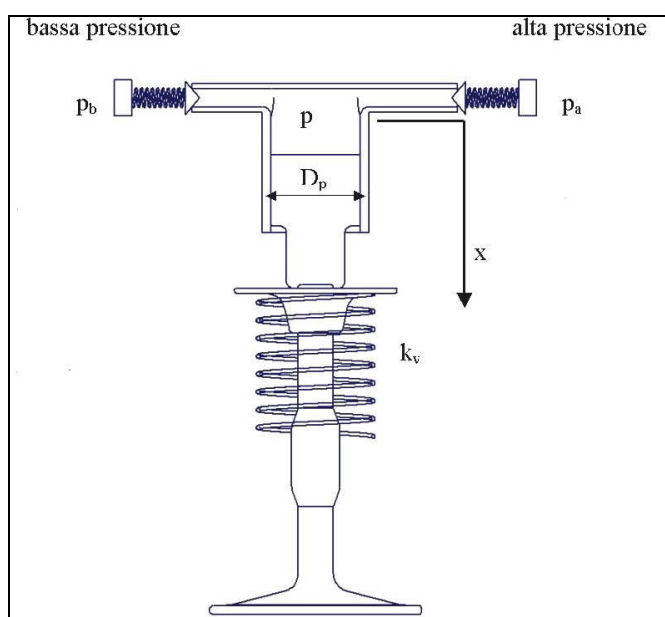


Fig. 1: Schema di principio comando valvola

Il sistema presenta due serbatoi, uno di alta ed uno di bassa pressione, che comunicano con un volume variabile, delimitato dalla testa di un pistoncino, tramite due elettrovalvole comandate dall'esterno.

Con opportune leggi di alzata imposte alle suddette valvole, è possibile creare il regime di pressione desiderato, nel volume di controllo (e, di conseguenza, la legge di alzata prescelta).

Si assuma, come volume di controllo, il volume variabile compreso fra la testa del pistoncino di comando e le due valvole di alta e bassa pressione.

Tale volume è variabile con la corsa “x” [m] del pistoncino, definita a partire dalla posizione in cui la valvola è chiusa.

Ipotizzando che il pistoncino non si distacchi dalla valvola, il volume varia secondo una legge del tipo:

$$V = V_0 + A_p x = A_p (x + x_0)$$

dove V_0 (m³) è la parte di volume di controllo non variabile con la corsa del pistoncino. Esso è individuabile come il volume, compreso al di sopra della testa del pistone, quando la valvola è chiusa e tocca sulla sede.

Per semplicità, si è introdotta una fittizia corsa morta x_0 [m], tale che $x_0 = V_0/A_p$. Si tiene conto della compressibilità del fluido definita dall’equazione:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

A tal punto, si può scrivere il bilancio di massa per il volume di controllo preso in esame.

Equazione di continuità

E’ possibile esprimere l’equazione di continuità come:

$$\frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} = \rho A_p \dot{x} + A_p (x + x_0) \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_i + \dot{m}_u + \dot{m}_t$$

che diviene:

$$\rho A_p \dot{x} + \frac{A_p (x + x_0)}{a^2} \frac{dp}{dt} = \dot{m}_i + \dot{m}_u + \dot{m}_t$$

Implicitamente, si è assunta la convenzione di ritenere positive le portate di fluido entranti nel volume di controllo.

Le portate in ingresso e in uscita sono ricavate, scrivendo un'equazione di efflusso, tra il volume di controllo ed i due serbatoi a bassa ed alta pressione:

$$\dot{m} = \rho A(t) \varphi(t) \text{sign}(p_e - p) \sqrt{\frac{2|p_e - p|}{\rho}}$$

dove:

- \dot{m} [kg/s] è la generica portata calcolata;
- p_e [Pa] è la pressione esterna al volume di controllo;
- p [Pa] è la pressione interna;
- $A(t)$ [m²] è l'area della sezione ristretta

In generale, tale area è variabile, secondo una legge che, nel caso di valvole coniche, è del tipo:

$$A(h_v(t)) = \pi(h_v D_v \sin \alpha - h_v^2 (\sin \alpha)^2 \cos \alpha)$$

dove:

- h_v [m] è l'alzata dello spillo;
- D_v [m] il diametro della valvola e la semiapertura angolare della falda conica della valvola;
- $\varphi(t)$ è il coefficiente di efflusso variabile con il numero di Reynolds.

Si ricorda il numero di Reynolds:

$$\text{Re} = \frac{\rho u_{\text{torr}} D_h}{\mu}$$

dove:

- u_{torr} [m/s] è la velocità torricelliana data da: $u_{\text{torr}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$
- D_h [m] è il diametro idraulico equivalente dato da: $D_h = \frac{2A_{\text{eff}}}{D_v - h_v \sin \alpha \cos \alpha}$
- A_{eff} [m²] è l'area di efflusso dello spillo della valvola di alta o di bassa
- D_v [m] è il diametro di ingresso dello spillo della valvola di alta o di bassa
- h_v [m] è l'alzata dello spillo della valvola di alta o di bassa.

La legge del coefficiente di efflusso risulta essere:

$$\varphi = \varphi_{\text{nom}} \tanh\left(2 \frac{\text{Re}}{\text{Re}_c}\right) = \varphi_{\text{nom}} \tanh\left(2 \frac{\rho}{\mu} \frac{1}{\text{Re}_c} \frac{2A_{\text{eff}}}{D_v - h_v \sin \alpha \cos \alpha}\right)$$

dove:

- f_{nom} è il valore del coefficiente di efflusso per Re elevati (per esso si è assunto il valore di 0.7);
- Re_c è il valore critico del numero di Reynolds di transizione del moto da laminare a turbolento (per esso si è assunto il valore 1000);
- ρ [kg/m³] è la densità dell'olio;
- μ [Ns/m²] è la viscosità dinamica dell'olio.

La portata di trafilamento è dovuta alla tenuta pistoncino-cilindro,, inevitabilmente imperfetta, in quanto realizzata con un certo (benché minimo), gioco di accoppiamento. Sotto l'azione della differenza di pressione, si produce attraverso il meato, una fuga di liquido dalla zona di pressione più elevata verso quella a pressione inferiore. Si è supposto che le perdite di flusso (trafilamenti), attraverso meati di altezza ammontante a pochi millesimi di mm, si possano calcolare con le equazioni del moto laminare. Assimilando il meato ad un canale di sezione rettangolare di altezza t [mm],

larghezza pari ad una circonferenza media ($\pi \cdot d_p$) [mm], lunghezza pari all'altezza del pistoncino (h_p) [mm] risulta:

$$\dot{m}_t = \frac{10 \rho d_p \pi \tau^3 \Delta p}{1,2 \mu h_p}$$

dove:

- m_t [kg/s] è la portata di tra filamento;
- ρ [g/cm³] è la densità dell'olio;
- μ [Ns/m²] è la viscosità dinamica dell'olio.

Equazione della dinamica

Si scrive l'equazione della dinamica:

$$-M_v \ddot{x} - \sigma_v \dot{x} - k_v (x + x_p) + (p - p_e) \frac{\pi D_p^4}{4} = 0$$

dove:

- M_v [kg] è la massa totale comprensiva della massa valvola, più quella del pistoncino, più una percentuale della massa della molla.
- Si è introdotto uno smorzamento di tipo viscoso.
- " x_p " [m] è il precarico della molla elicoidale di ritorno.

Le equazioni delle portate e della dinamica sono accoppiate in maniera tale che, note le pressioni dei due serbatoi di alta e bassa pressione e le leggi di alzata delle due valvole, consentono di ricavare la dinamica delle valvole e la legge della sua alzata. Si è introdotto un modello di urto anelastico, per simulare l'urto della valvola contro la propria sede, e per tenere conto di un'alzata di massima concessa alla valvola, soggetta anche essa a dimensionamento. Si è supposta un'alzata massima pari ad 8 mm.

Si ricava la forza totale agente sulla massa M_v , data da:

$$M_v \ddot{x} = -\sigma_v \dot{x} - k_v(x + x_p) + (p - p_e) \frac{\pi D_p^4}{4}$$

Le condizioni di urto anelastico sono mostrate in figura 2.

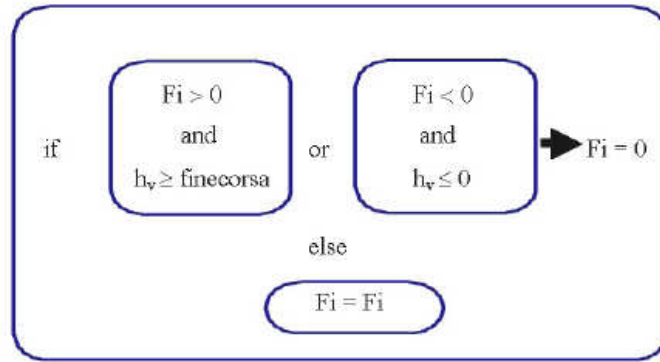


Fig. 2: Condizione d'urto anelastico

Quando la massa è al fine corsa, o sulla sede e, contemporaneamente la forza agente su di essa è rivolta verso il fine corsa o la sede, viene imposta la condizione che le forze d'inerzia siano nulle e viene risolto il seguente problema:

$$\begin{cases} \ddot{h}_v = 0 \\ \dot{h}_v(0) = 0 \\ h_v(0) = 0 \cup \text{finecorsa} \end{cases}$$

Negli altri casi, l'equazione si risolve normalmente con le proprie condizioni iniziali.

Nella figura 3, è mostrato lo schema a blocchi realizzato con Simulink, per la risoluzione delle equazioni differenziali descritte.

Il blocco “evoluz pressione” simula l'equazione di continuità; mentre il blocco “evoluz alzata valv” simula l'equazione della dinamica. Quest'ultimo è costituito da

blocchi elementari, che implementano l'equazione dell'urto anelastico ed integrano le equazioni del moto.

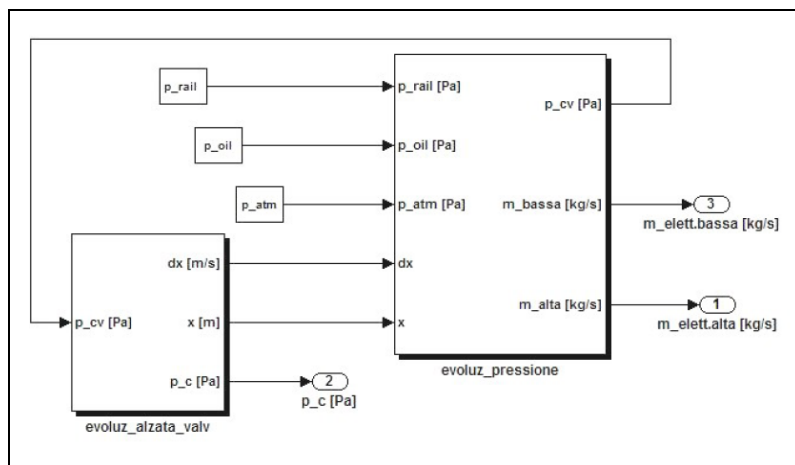


Fig. 3: Schema Simulink comando valvola

Nello schema di figura 4, viene fatto un controllo sull'alzata del pistone, x [m]: secondo la logica descritta, vengono definite le forze di inerzia (che, divise per la massa M_p [kg] del pistoncino, vengono integrate, per ricavare la legge di alzata del pistoncino stesso). Nel blocco “dinamica pistone”, è simulata la possibilità di urto dell'equipaggio mobile, contro un fine corsa e contro la sede della valvola stessa: viene implementato il modello di impatto anelastico.

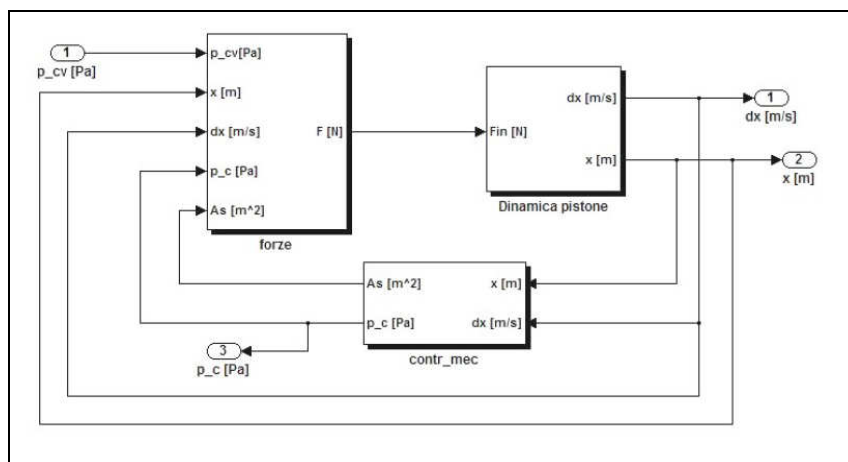


Fig. 4: Schema Simulink del blocco “evoluz alzata valv”

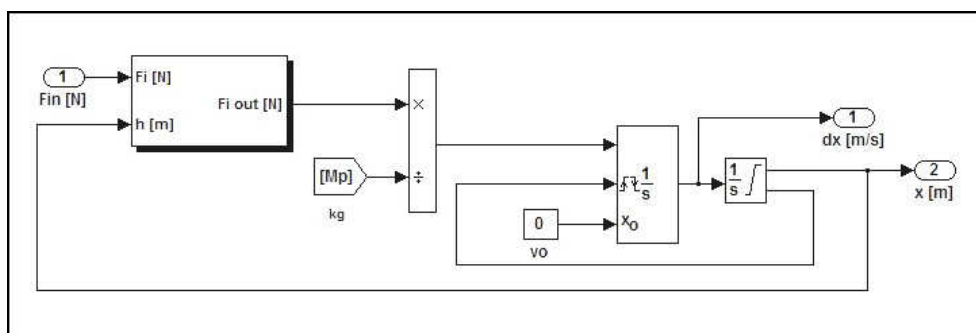


Fig. 5: Schema Simulink urto anelastico

In figura 5, compaiono due integratori. L'integratore a destra dà, in uscita, l'alzata del pistoncino: esso è saturato tra "0" (valvola sulla propria sede) e fine-corsa (alzata valvola pari 8 mm)). In uscita da tale integratore, vi è un segnale a tre valori: esso assume valore -1, se l'alzata è sul valore "0"; assume valore 1, se l'alzata è sul fine corsa; assume valore 0, in tutti gli altri casi. Tale segnale va in ingresso all'integratore di sinistra, il quale presenta un reset esterno, sul fronte di salita e discesa sul suddetto segnale. Quando il segnale presenta un fronte di salita o di discesa, vuol dire che la valvola è urtata contro la sua sede o sul fine corsa. In tali casi, l'urto anelastico prevede che l'integratore sulla velocità parta con velocità nulla, o dal fine corsa o dalla sede della valvola. Infatti, l'integratore di destra conserva lo stato: ogni qual volta esso si satura, la condizione iniziale sull'alzata è quella di saturazione. In tal modo, viene calcolata la variazione nel tempo dell'alzata della valvola, che va in ingresso al blocco che definisce la condizione di urto, secondo lo schema di figura 2.

Appendice P

Elettromagnete

L'elettromagnete è un elemento fondamentale nella determinazione delle prestazioni dell'intero sistema di attuazione: tempi di risposta troppo elevati potrebbero rendere inadeguato il sistema di attuazione nella realizzazione di piccole alzate valvola.

In figura 1 sono mostrati alcuni particolari costituenti l'elettromagnete.

E' stato calcolato che, con tempi di apertura (e chiusura) dell'elettrovalvola di circa $1 \div 1.2$ [ms], è possibile ottenere discreti margini di regolazione dell'alzata valvola motore. Assumendo che tale tempo sia imputabile per circa il 50% al solo stadio elettromagnetico, è stato fissato un tempo di risposta (ΔT) pari a 0.5 [ms], come specifica dinamica, per il progetto dell'elettromagnete.

Per quanto riguarda la corsa (ΔX) dell'ancoretta, è stato calcolato che uno spostamento dell'otturatore sferico di 0.25 [mm] è sufficiente a garantire il passaggio del fluido attraverso il foro A.

Le forze da considerare sono quella elastica (F_{molla}) e quella magnetica (F_{mag}), a partire da una stima delle forze di pressione (F_{pres}), agenti sull'ancoretta, nelle fasi di chiusura (F_{pc}) e di apertura (F_{pa}). Per tali forze²¹, è stato assunto un valore di 18 [N], in fase di chiusura e di 5 [N], in fase di apertura.

Considerando l'equazione di bilancio delle forze, nelle due fasi è stato ricavato²² che la forza elastica F_{molla} deve essere maggiore di 25 [N]; la forza magnetica F_{mag} deve essere poco superiore alla prima di qualche newton. Pertanto, per la forza elastica, si è

²¹ Sono state stimate con l'ausilio di AMESIM.

²² E' stata considerata una massa di 4.5 [g] ed un termine di attrito viscoso con coefficiente pari a 3.5 [Ns/m]. Inoltre, i termini di velocità e accelerazione sono stati approssimati con i rapporti $\Delta X/\Delta T$ e $\Delta X/\Delta T^2$.

scelto di utilizzare una molla con costante elastica $K = 30000$ [N/m] ed un precarico $F_0 = 20$ [N] (per un totale di 27.5 [N]) e di adottare una forza magnetica di riferimento di circa 30 [N], come specifica per la fase di dimensionamento dell'elettromagnete.

In figura 2, è riportata la sezione assial-simmetrica dell'elettromagnete, con l'indicazione dei parametri geometrici. Il magnete è stato dimensionato, partendo da una superficie attiva di 200 [mm²], il cui valore è stato ricavato dalla specifica di forza magnetica, supponendo di utilizzare 80 spire e una corrente di 4 [A]. Sono state fissate le dimensioni delle seguenti parti:

- Vano bobina ($L_b=2$ [mm], $H_b=10$ [mm])²³
- Raggio interno del magnete ($r_0=3$ [mm])
- Ancoretta ($r_{A0}=2$ [mm])
- Spessore del rocchetto ($s_r=0.5$ [mm]).

In figura 17, si nota che all'armatura esterna è stata aggiunta una "camicia" (di spessore $c_E=2$ [mm]), per problemi di accoppiamento meccanico tra il magnete ed il supporto in cui deve essere alloggiato.

I risultati del dimensionamento geometrico sono riportati in tabella 1.

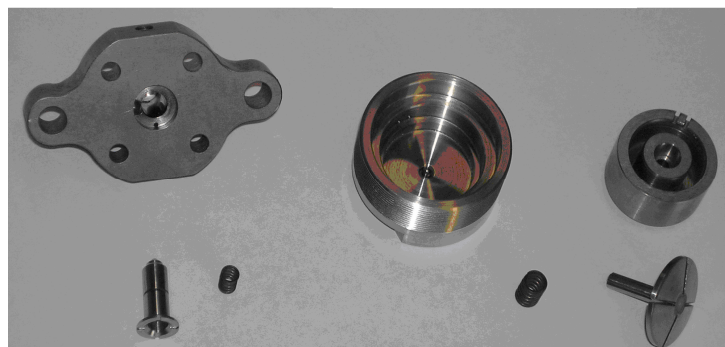


Fig. 1: Particolari dell'elettromagnete

²³ Il vano bobina è in grado di ospitare 20 strati da 4 spire, ognuna di un conduttore del diametro di 0.4 [mm].

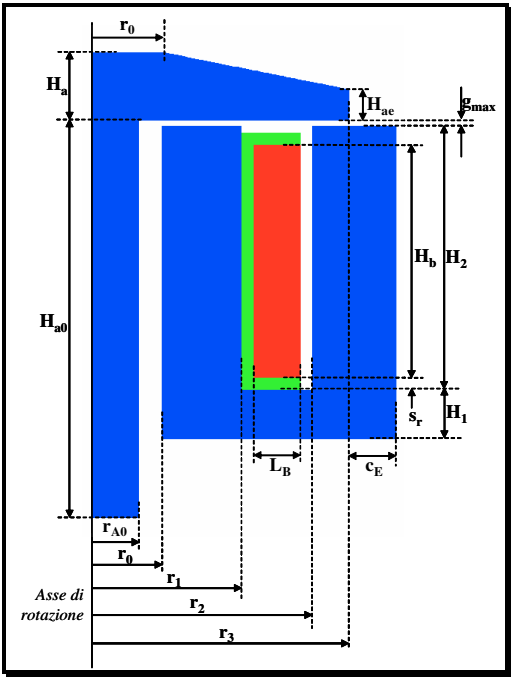


Fig. 2: Sezione e parametri geometrici dell'elettromagnete

ELETTROMAGNETE			
		PARAMETRO	[mm]
MAGNETE	BOBINA	H _b	10.00
		L _b	2.00
		s _R	0.50
	ARMATURA	r ₀	3.00
		r ₁	6.40
		r ₂	9.45
		r ₃	11.00
		c _e	2.00
		H ₁	2.10
		H ₂	11.30
ANCORETTA		r _{A0}	2.00
		H _{A0}	17.00
		H _A	2.90
		H _{AE}	1.30
		g _{max}	0.25

Tabella 1: Caratteristiche geometriche dell'elettromagnete

Appendice Q

Elettronica di comando

L'elettronica di comando degli attuatori elettromagnetici è costituita da un modulo fornito dalla società Loccioni. Il circuito di pilotaggio è costituito da 3 elementi fondamentali (figura 1):

- Alimentatore in c.c.
- Base tempi.
- Stadio finale (driver).

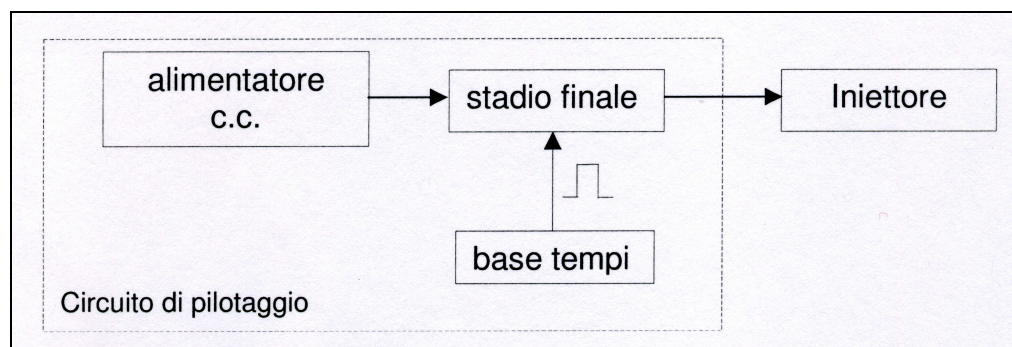


Fig. 1: Schema a blocchi del sistema di pilotaggio

Di seguito si riporta una breve descrizione delle specifiche funzionali dei componenti del circuito.

Alimentatore

Le caratteristiche di tensione e corrente sono tali da soddisfare i requisiti specificati nei profili di pilotaggio (figura 2), con regolazione e controllo della tensione in ingresso al carico (driver), per neutralizzare resistenze interne e di connessione.

L'andamento del profilo di corrente può essere suddiviso in due fasi:

- Attivazione, in cui si raggiunge la corrente di picco
- Mantenimento, in cui si ha un controllo della corrente.

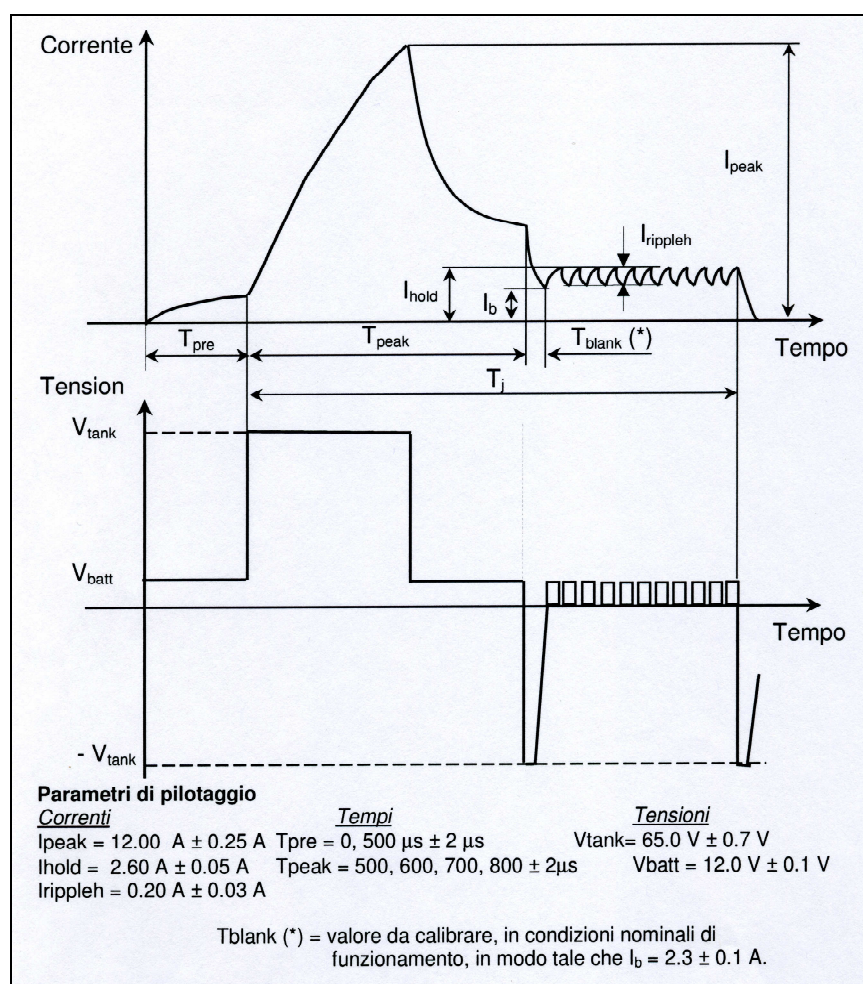


Fig. 2: Profili di correnti e tensioni realizzabili con il modulo Loccioni

Base tempi

La frequenza è regolabile da 50 a 200 Hz (con una precisione sul periodo di $\pm 4\mu\text{s}$) con passo 1 Hz. La durata dell'impulso è regolabile da 0.100 a 10.000ms $\pm 0.004\text{ms}$ con passo 0.010ms.

Stadio finale (driver)

Attraverso lo stadio finale, il sistema VVA deve essere alimentato in modo da assicurare i profili di corrente e tensione indicati in figura 2, con i seguenti requisiti aggiuntivi:

- Caratteristiche dei transistor utilizzati nel driver: $R_{\text{dson}} \leq 0.06 \text{ Ohm}$
- Resistenza totale delle connessioni driver-VVA: $R_c = 0.2 \pm 0.05 \text{ Ohm}$

L'implementazione delle funzioni definite nello schema a blocchi di figura 1 è stata ottenuta con la realizzazione di 2 distinti circuiti:

- Gdj-Pwr su circuito stampato AEA 169 realizza il blocco di alimentazione, generando le tensioni richieste di 12V e 65V, a partire dalla tensione di rete di 220V (figura 3). Esso è dotato di una autonoma unità di controllo ed è in grado di gestire in stand alone diverse modalità operative, che sono impostate attraverso una porta seriale da un'unità PC-master esterna. L'ultima configurazione viene impostata fino ad un nuovo intervento di impostazione. In relazione alla modalità richiesta ed ai parametri trasferiti, la scheda genera le sequenze temporali necessarie alla realizzazione dei profili delle forme d'onda di pilotaggio. I segnali, condizionati dai circuiti di misura e controllo dei valori di corrente e dai circuiti di protezione, attivano i commutatori di potenza che si interfacciano direttamente all'attuatore controllato. Due linee di segnale in ingresso con associata visualizzazione luminosa di colore verde, permettono, l'una l'abilitazione del driver, l'altra l'attivazione della modalità operativa impostata. Quattro linee di segnale in uscita, con associata visualizzazione luminosa di colore rosso, rendono disponibili informazioni sullo stato del driver.

- Gdj-Drv su circuito stampato AEA 170 genera la base tempi, gestisce i commutatori di potenza dello stadio finale e attraverso una porta di comunicazione seriale ed altre linee dedicate, acquisisce le modalità operative ed i comandi esterni.

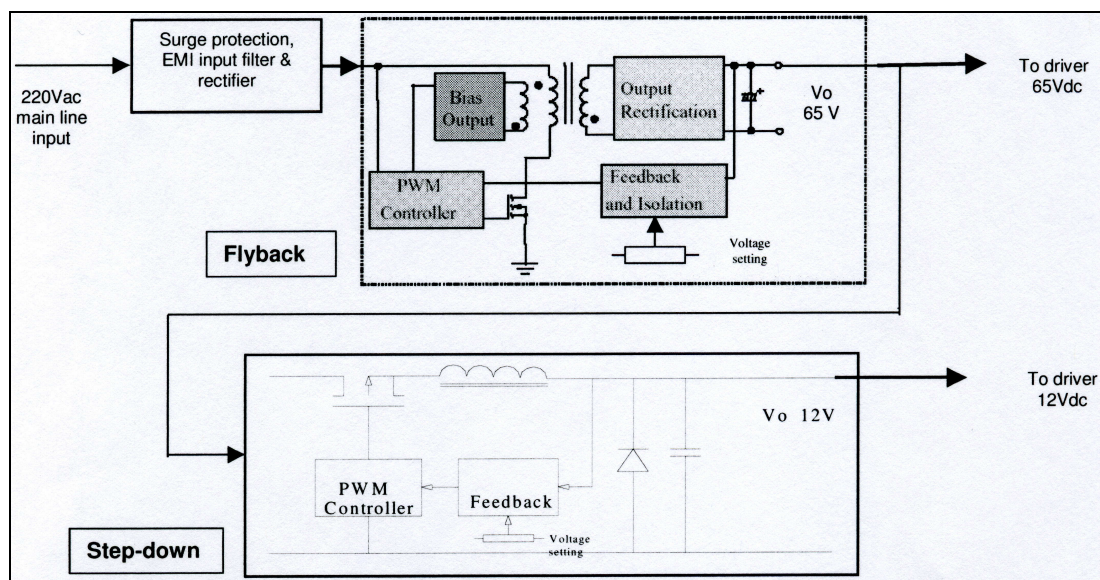


Fig. 1: Schema a blocchi alimentatore Gdj-Pwr

Di seguito si riportano le caratteristiche tecniche della scheda Gdj-Pwr:

- Tensione di ingresso: 220 Vac $\pm 10\%$.
- Potenza assorbita a pieno carico: 100 VA.
- Fusibile di protezione: 2 A T 250 V.
- Temperatura di funzionamento: 40°C.
- Potenza di uscita continuativa all'uscita 65V: 30W.
- Corrente di picco all'uscita 65V: 16 A.
- Range di regolazione all'uscita 65V: 60-70 V.
- Precisione: $\pm 0.5\%$.
- Potenza di uscita continuativa all'uscita 12 V: 40 W.
- Corrente di picco all'uscita 12 V: 16 A.
- Range di regolazione all'uscita 12 V: 11-15 V.
- Precisione: $\pm 0.5\%$.

Regolazione delle tensioni in uscita

La regolazione delle tensioni di uscita può essere effettuata, nei limiti dei range specificati nelle caratteristiche tecniche, attraverso il trimmer TR1 (figura 4) per la variazione della tensione di 65V ed il trimmer TR2 per la tensione di 12 V.

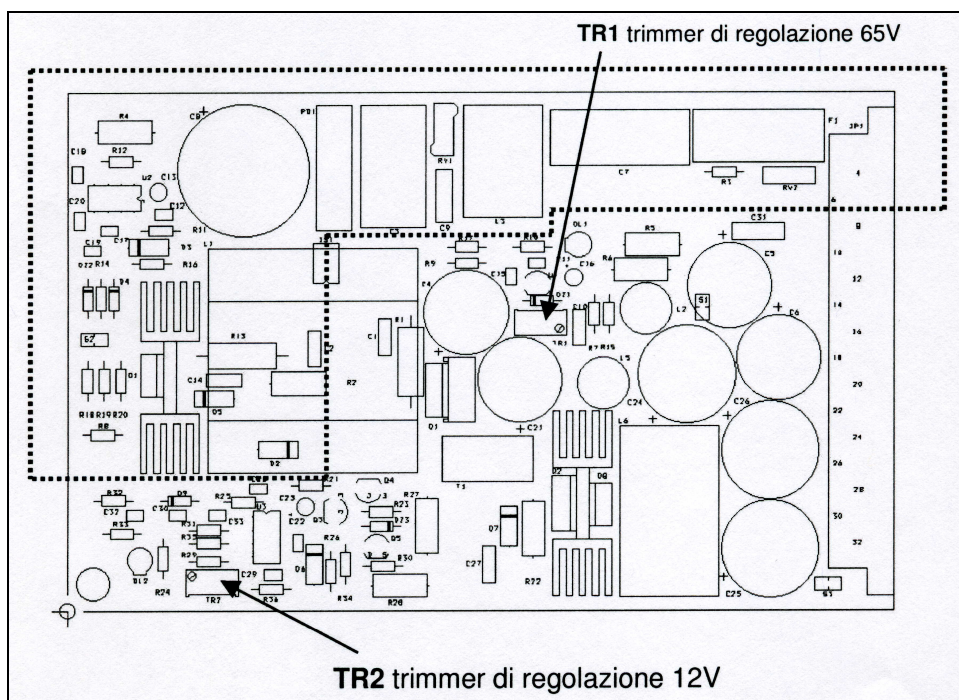


Fig.4: Gdj-Pwr – Layout componenti

Regolazioni e predisposizioni

Per attivare il funzionamento del driver in un impianto, può essere necessario intervenire sulla scheda per effettuare le regolazioni dei valori e la predisposizione di alcune funzioni.

Regolazione dei livelli di corrente

I livelli delle correnti, richiesti dal profilo di pilotaggio dell'attuatore possono essere regolati con trimmer multigiro, presenti sul circuito. I trimmer agiscono sui valori associati secondo la tabella 1

Trimmer	Grandezza controllata	Funzione
TR1	Ipeak	Regolazione fine del livello di commutazione di Ipeak
TR2	Ipeak	Regolazione del livello di commutazione di Ipeak
TR3	Ihold	Regolazione fine del livello di commutazione di Ihold
TR4	Iripple	Regolazione dell'ampiezza dell'isteresi sovrapposta alla Ihold
TR5	Ihold	Regolazione del livello di commutazione di Ihold
TR6	Iblank	Regolazione del livello di commutazione della Iblank (Solo nella funzione Iblank-level)
TR7	Icc	Regolazione del livello di intervento di protezione al corto

Tab. 1: Regolazioni dei valori di corrente

La modalità di taratura presenta la caratteristica di un profilo di corrente pieno, come richiesto dalla stessa fase di taratura. La modalità di warm up, al contrario, è caratterizzata da un profilo a corrente ridotta ed è quindi adatta alla fase di rodaggio. Una descrizione dettagliata delle differenti modalità operative viene riportata in tabella 2.

Modalità	Descrizione	Parametri & segnali efficaci
WARM UP	Attivazione, a tempo indeterminato, del pilotaggio iniettore, come sequenza periodica di impulsi a profilo tipo "Schema A"	Tpre, Tpeak, Tblank*, Ton, Toff. & Start
DINAMICA	Generazione di un preciso numero di impulsi.	Tpre, Tpeak, Tblank*, Ton, Toff, N.impulsi & Start
STATICA	Generazione di un solo impulso di attivazione, con durata Ton prolungata, impostabile via seriale	Tpre, Tpeak, Tblank*, Ton & Start
SWITCH ON	Generazione di un solo impulso di attivazione, con durata Ton determinata dalla durata del segnale di start.	Tpre, Tpeak, Tblank*, & Start
CLOCKACTIVE (TTL)	Pilotaggio iniettore, come sequenza di impulsi di attivazione, ciascuno sincronizzato e di durata determinata da clock esterno.	Tpre, Tpeak, Tblank* & Start, TTL

* Efficace solo in modalità Iblank-Time mode

Tab. 2: modalità operative

Appendice R

Sensori di posizione

E' stata prevista l'applicazione di tre sensori di spostamento, per misurare:

- Lo spostamento dell'ancoretta della valvola elettromagnetica
- Lo spostamento dell'otturatore
- Lo spostamento della valvola motore.

Sono stati utilizzati sensori di spostamento, senza contatto, a correnti parassite, NCDT300.

I sensori a correnti parassite sono, grazie al loro principio di funzionamento, insensibili alla presenza di eventuali idrocarburi, tra l'estremità sensibile del sensore ed il riferimento (correnti parassite si sviluppano solo nei materiali conduttori). Il trasduttore, scelto per misurare lo spostamento dell'ancoretta della valvola elettromagnetica, è il multiNCDT300 (Non-Contacting Displacement Transducer), modello U05 di produzione Micro-Epsilon, riportato in figura 1. Per misurare lo spostamento della valvola motore, si è invece scelto un sensore S6. Le caratteristiche di questi sensori sono riportate in figura 2.

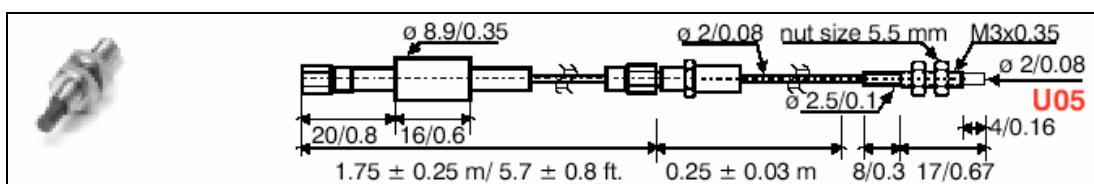


Fig. 1: Trasduttore di posizione MicroEpsilon U05

Modello		U05	S05	U1	S1	S2	U3	S4	U6	S6	U8	U15	U22	U40	U80
Elettronica di controllo		DT320 DT 320-SM DT 321-SM		DT 310 DT 310-SM DT 311-SM									DT 350 DT 350-SM DT 351-SM		
Range di misura	mm	0.5	0.5	1	1	2	3	4	6	6	8	15	22	40	80
Distanza di offset (non ferromagnetici)	mm	0.025	0.025	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.6	0.8	1.5	2.2	4	8
Distanza di offset (ferromagnetici)	mm	0.05	0.05	0.2	0.2	0.4	0.6	0.8	1.2	1.2	1.6	3	4.4	8	16
Linearità ≤±0.2%FSO	µm	1	1	2	2	4	6	8	12	12	16	30	44	80	160
Risoluzione statica ≤±0.01%FSO	µm	0.05	0.05	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.6	0.8	1.5	2.2	4	8
Risoluzione dinamica ≤±0.2%FSO	µm	1	1	2	2	4	6	8	12	12	16	30	44	80	160
Risposta in frequenza		100 kHz (-3dB)											50 kHz (-3dB)		
Range di temperatura di sensori e cavi		-50 to 150 °C													
Range di compensazione della temperatura		10 to 90 °C													
Stabilità alla temperatura dei sensori		≤±0.02 % FSO/°C													
Range di temperatura dell'elettronica		10 to 50 °C													
Stabilità alla temperatura dell'elettronica		0.05%FSO/ °C													
Segnale di uscita		Standard: 0 - 10 V / Opzionale I: 4 - 20 mA													
Alimentazione mod. DT 3X0		±15 VDC													
Alimentazione mod. DT 3X1		230 VAC resp.115 VAC													
Compatibilità elettromagnetica		acc. EN 50081-2 / EN 50082-2													

Fig. 2: Caratteristiche tecniche dei sensori MicroEpsilon multi NCDT300 (valori forniti dal costruttore)

Sensori di pressione

Per la misura della pressione nel volume sovrastante il pistone attuatore, si è scelto un sensore PCB112A, ad effetto piezoelettrico, come quello mostrato in figura 3.



Fig. 3: Sensore PCB 112A ad effetto piezoelettrico

Tale tipo di sensori sfrutta le proprietà dei materiali piezoelettrici: se il quarzo piezoelettrico viene deformato da un sistema di forze, esso genera cariche elettriche di segno opposto che si accumulano su superfici opposte del materiale.

Il segnale, all'uscita del sensore, deve essere trattato da un circuito di condizionamento, per essere convertito in un segnale di tensione accettabile, prima di poter essere visualizzato su un oscilloscopio (4).

I sensori ad effetto piezoelettrico presentano vantaggi, come l'ampio campo operativo di frequenze e il vasto range di misura. Tra gli svantaggi, va considerata la difficoltà nell'effettuare misure statiche.

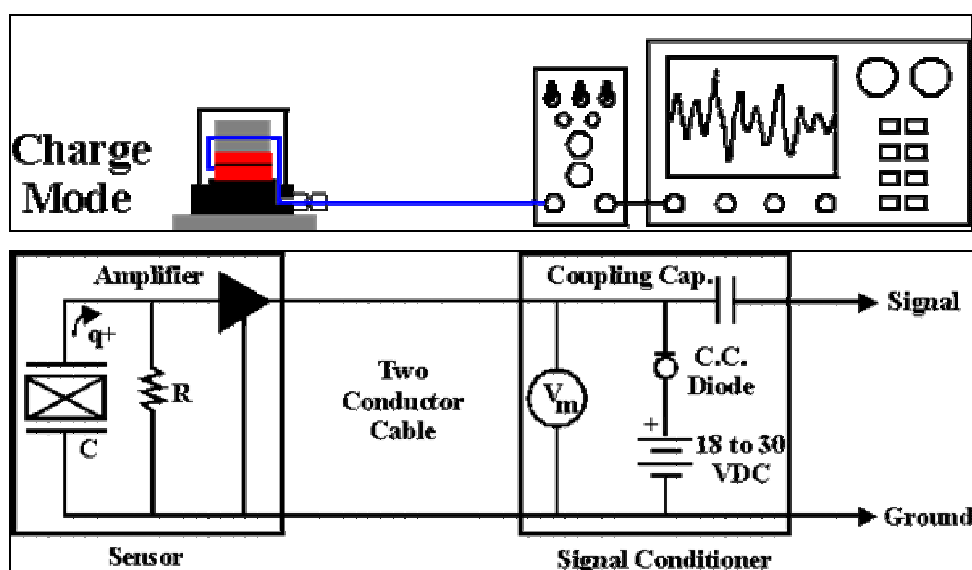


Fig. 4: Sistema di acquisizione collegato al trasduttore di pressione

Appendice S

Simulazioni

Una analisi condotta sul sistema VVA ha riguardato l'influenza che ha sul dispositivo la modalità di azionamento della pompa.

Per il sistema, si prospettano due tipi di configurazione. Una soluzione prevede che la pompa sia indipendente dal motore e che sia trascinata da un motore elettrico; l'altra prevede che la pompa sia trascinata dal motore stesso. In quest'ultimo caso, a valle della pompa vi è un regolatore di pressione, ossia una elettrovalvola che regola una ulteriore portata di efflusso di olio tra il rail e la galleria dell'olio del motore. Parzializzando opportunamente tale portata, è possibile regolare la pressione all'interno del rail ed ottenere i livelli di pressione desiderati.

Per entrambe le possibili configurazioni, si sono effettuate le simulazioni, su due modalità di regolazione attuabili dal sistema:

- Regolazione ad ampiezza angolare variabile, che per brevità si indicherà regolazione ad “alzata costante”
- Regolazione ad ampiezza angolare costante, che si indicherà ad “alzata variabile”.

Naturalmente, non è escluso un uso contemporaneo delle due.

A titolo di esempio, si sono riportate in figura 1 le due modalità di regolazione attuabili dal sistema in questione.

Le prove sono state suddivise, prendendo in considerazione tre regimi di rotazione (6000, 3000 e 1500 giri/min) e tre condizioni di ammissione (100%, 50% e 25%), nelle due modalità di azionamento della pompa precedentemente menzionate. Per definire la massima ammissione, si è preso in considerazione il profilo di alzata di una camma convenzionale.

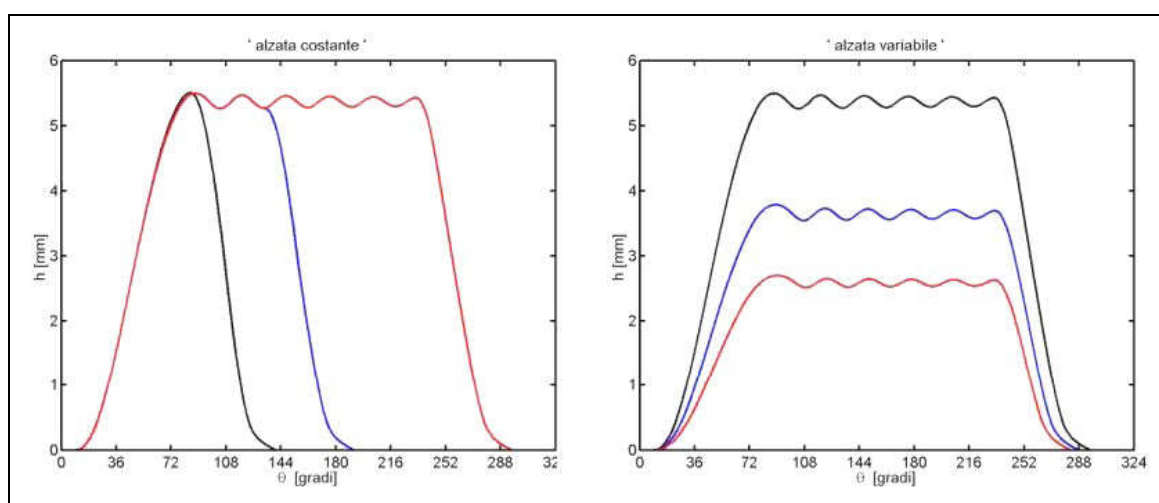


Fig. 1: Modalità di regolazione

Nei diagrammi di seguito riportati, vengono mostrati:

- Alzata della valvola
- Alzata e velocità della valvola, in presenza di freno smorzatore (che sarà trattato nel paragrafo del presente capitolo)
- Pressione agente sull'attuatore
- Alzate delle elettrovalvole (nello stesso diagramma, sono rappresentati, tratteggiati, i segnali on/off che dettano il comando di apertura e chiusura delle elettrovalvole HP e LP).

1 A Simulazioni a 6000 rpm – Pompa trascinata elettricamente

Si suppone che la pompa del circuito sia indipendente dal motore, azionata cioè elettricamente. Fissato il regime di rotazione del motore, stabilito quello della pompa, si deve distinguere tra le diverse condizioni di ammissione. Sono state esaminate tre condizioni, pari al 100%, al 50% e al 25% dell'ammissione totale. Inoltre, è stata analizzata la condizione in cui si realizza la minima ammissione (intendendo quella a cui è associata la più bassa velocità di rotazione della pompa necessaria a garantire il livello minimo accettabile di pressione nel rail: parametro limitante del sistema).

1 A.1 Ammissione totale

La velocità della pompa si è supposta, in questo caso, pari a quella del motore. Si è effettuata una sola manovra di apertura e di chiusura delle elettrovalvole.

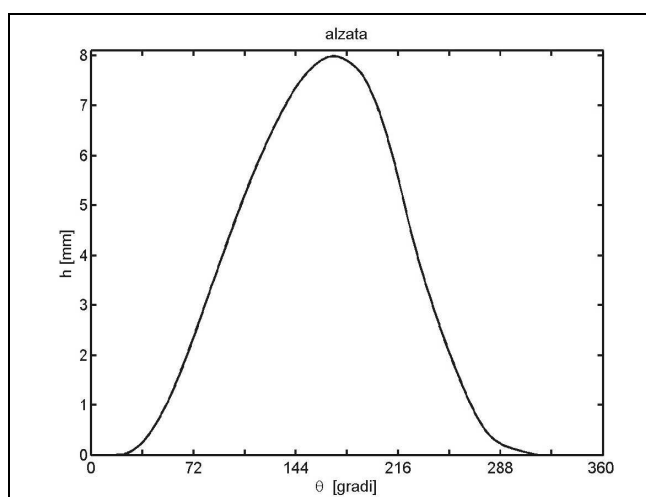


Fig. 2: 6000 [rpm] ammissione totale

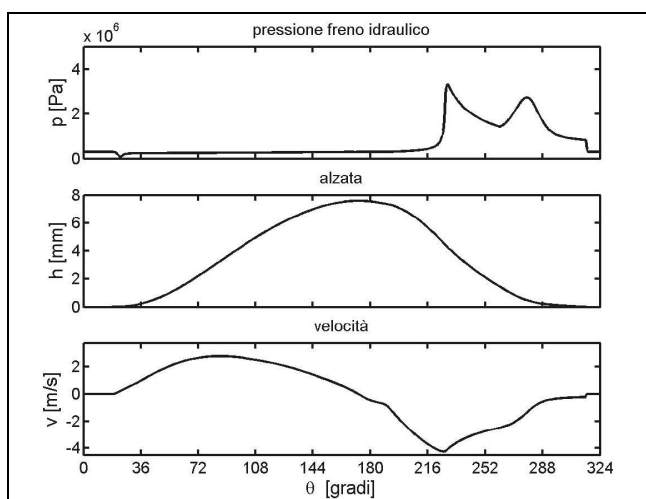


Fig. 3: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

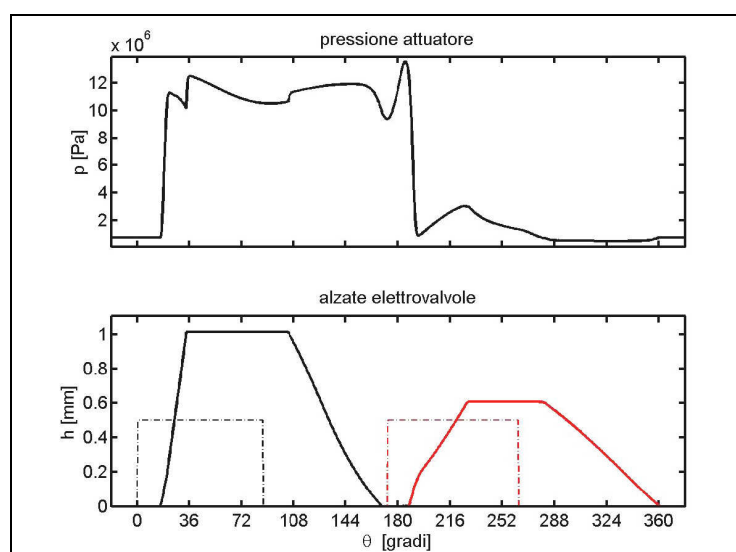


Fig. 4: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

Si evidenzia che le oscillazioni sono contenute: tale risultato è dovuto, in parte, all'utilizzo di un accumulatore a gas. Il volume interno del rail è dimensionato, in modo da limitare l'insorgenza di ritardi di adeguamento della pressione, durante i transitori.

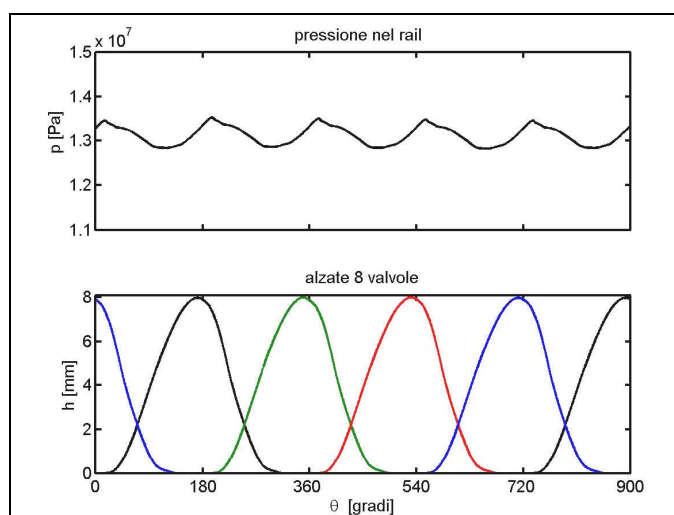


Fig. 2: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

1 A.2 50% Ammissione totale

Si riportano, i risultati del sistema proposto nel caso in cui l'ammissione sia la metà di quella totale. Tale risultato è ottenuto, riducendo la velocità di rotazione della pompa, rispetto alla massima ammissione, ed ottimizzando i comandi di apertura e chiusura delle elettrovalvole. In tal caso, la velocità di rotazione è pari a 4300 [rpm].

Nell'ultimo diagramma, è evidente come, al diminuire dei regimi di velocità della pompa, le oscillazioni di pressione nel rail siano più smorzate.

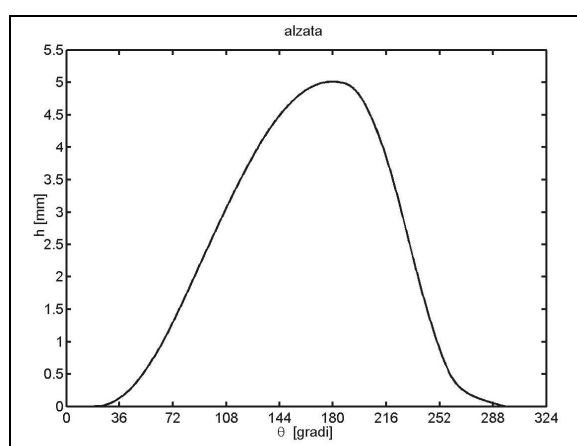


Fig. 6 - 6000 [rpm] 50% ammissione totale

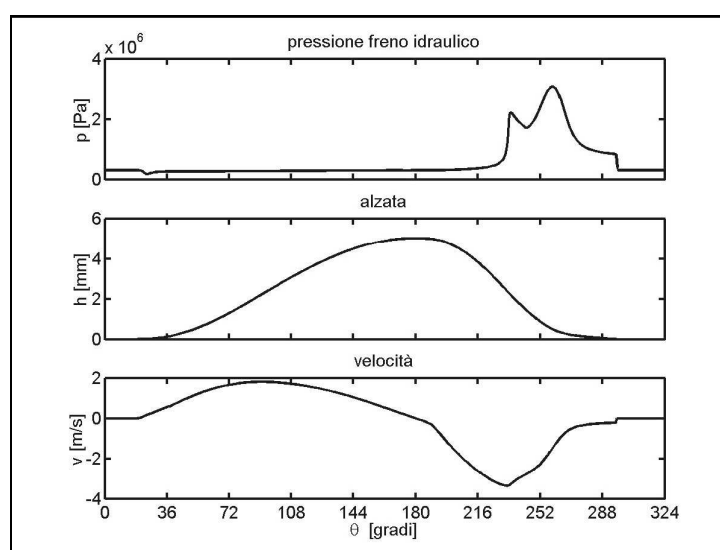


Fig. 3: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

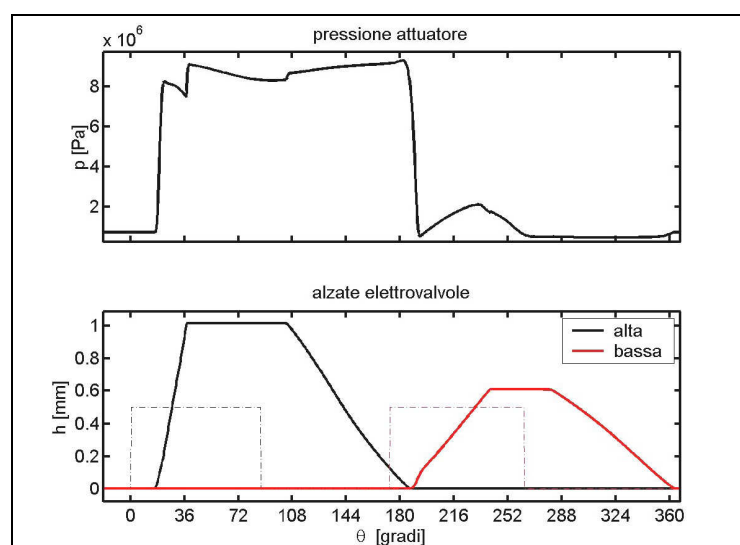


Fig. 4: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

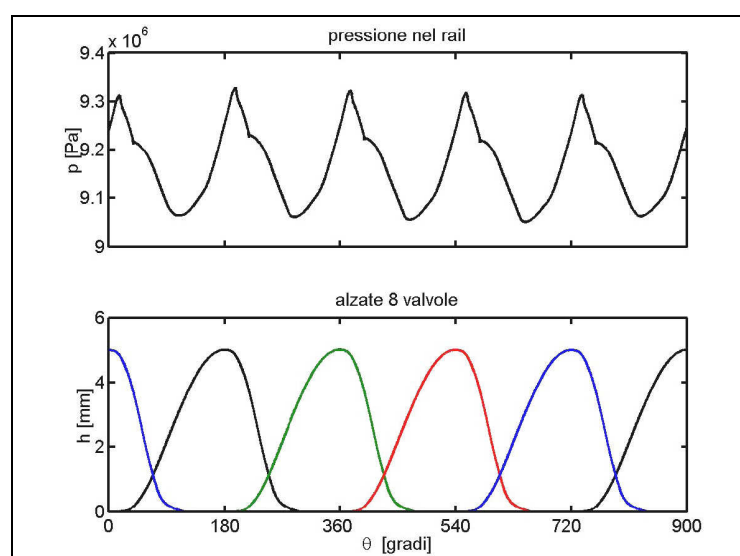


Fig. 5: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

1 A.3 25% Ammissione totale

Si riportano i risultati delle simulazioni per il 25% dell'ammissione totale.

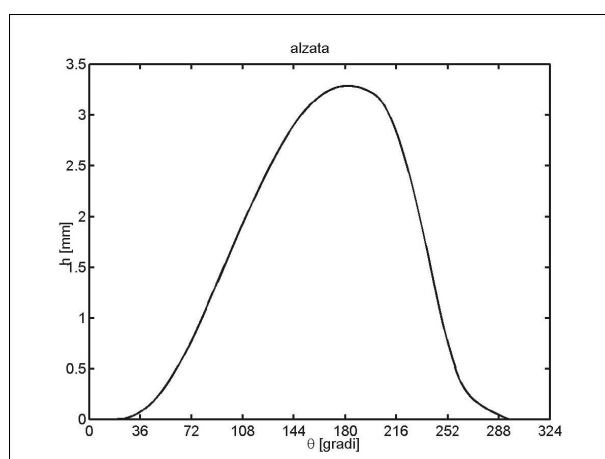


Fig. 6: 6000 [rpm] 25% ammissione totale

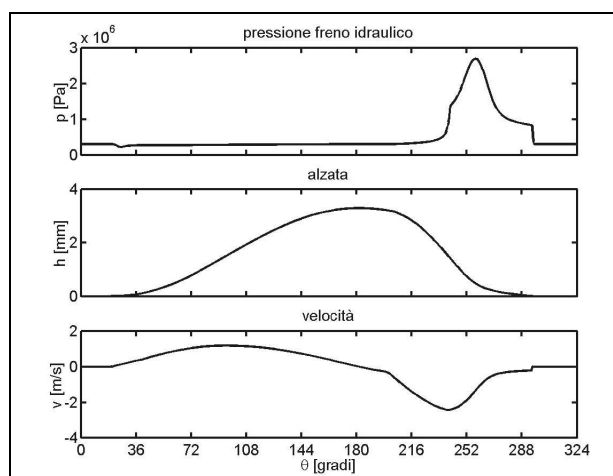


Fig. 7: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

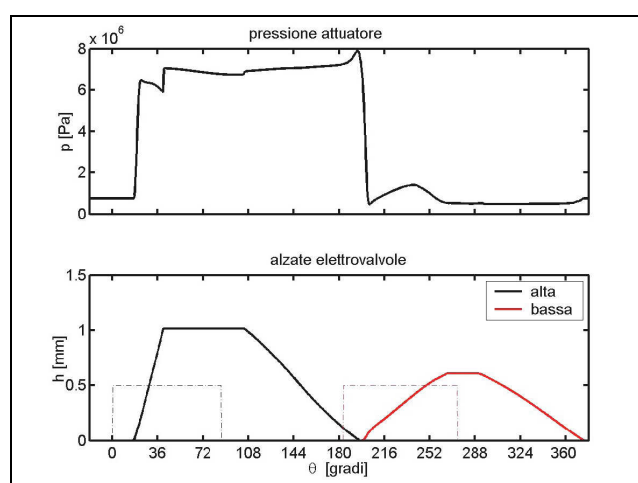


Fig. 8: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

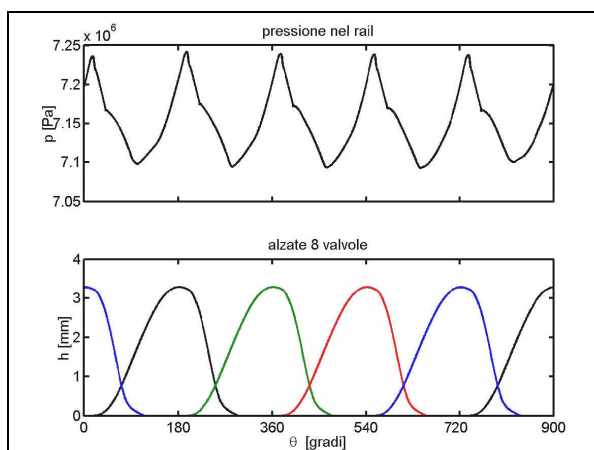


Fig. 9: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

Anche in questo caso, si è opportunamente scelta la velocità di rotazione della pompa, pari a 3300 [rpm], e si sono ottimizzati i tempi di apertura e chiusura delle elettrovalvole. L'ultimo diagramma rappresenta l'andamento dei profili delle valvole, evidenziandone l'andamento regolare, e la pressione nel rail, che presenta oscillazioni sempre più smorzate.

1A.4 Minima ammissione

Per avere una visione completa della elevata flessibilità nelle tipologie di regolazioni, si riportano i risultati delle simulazioni relative alla minima ammissione realizzabile.

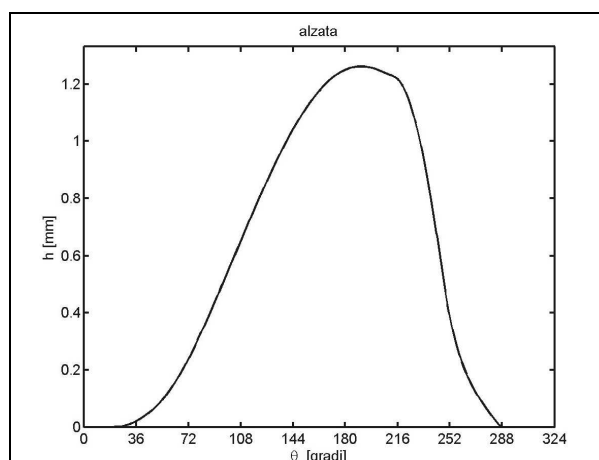


Fig. 10: 6000 [rpm] minima ammissione

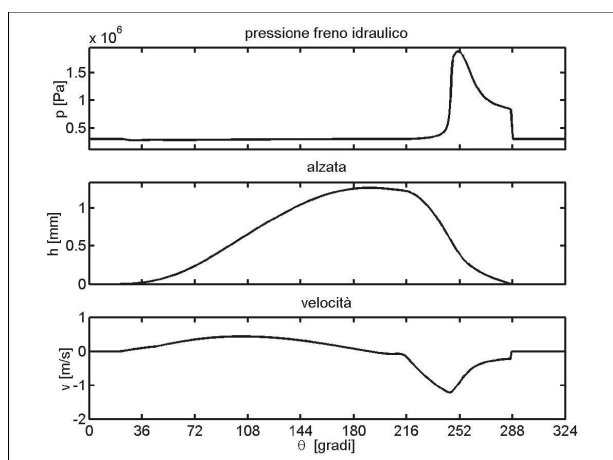


Fig. 11: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

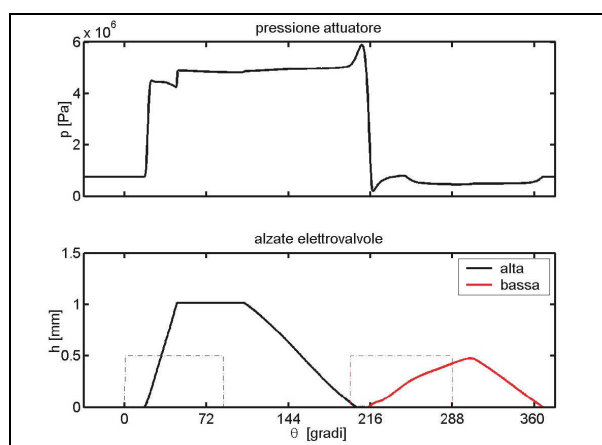


Fig. 12: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

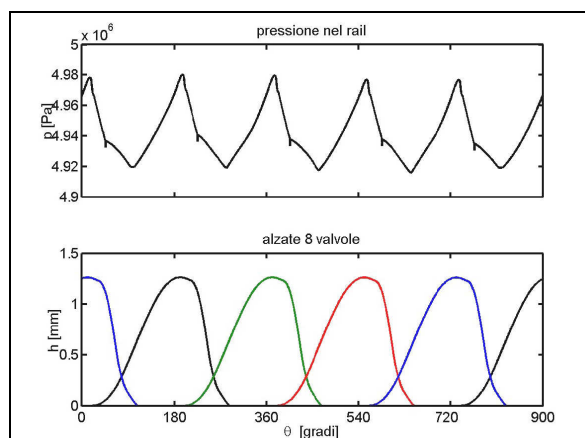


Fig. 13: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

Con una velocità di rotazione della pompa di circa 2100 [rpm], si è ottenuta una pressione nel rail media di circa 50 bar, valore minimo accettabile; un'alzata di circa 1.2 mm, a cui corrisponde un'ammissione pari al 3% di quella massima. Naturalmente, è possibile ottenere valori di ammissione ancora più bassi, realizzando un incrocio tra le leggi di alzata delle elettrovalvole.

1B Simulazioni a 6000 rpm – Pompa trascinata dal motore

In questa configurazione, si suppone che la pompa del circuito sia trascinata dal motore e che il suo asse ruoti ad una velocità angolare pari quella dell'albero a manovelle. In questo caso, il livello di pressione nel rail è controllato tramite un regolatore di pressione, comandato opportunamente, mediante un segnale di retroazione (feedback), proveniente da un sensore di pressione. A tale scopo, può essere utilizzata una qualsiasi elettrovalvola. Per semplicità, si è pensato di utilizzare la stessa elettrovalvola di bassa pressione, utilizzata per la modulazione della pressione all'interno del comando valvola.

1B.1 Ammissione totale

Per ottenere tale condizione, è bastato far ruotare la pompa alla stessa velocità di rotazione dell'albero a manovelle, senza dover ricorrere all'intervento della elettrovalvola regolatrice.

I risultati sono identici a quelli ottenuti con la configurazione che prevede l'azionamento elettrico della pompa. La sola differenza tra le due configurazioni è la potenza assorbita dal circuito (di questo si parlerà nel paragrafo dedicato alla pompa).

1B.2 50% Ammissione totale

Fissata la velocità di rotazione della pompa, pari a quella del motore, per ottenere il livello di pressione nel rail necessario a realizzare tale ammissione, si è intervenuto, spillando l'opportuna portata di olio, attraverso l'elettrovalvola regolatrice.

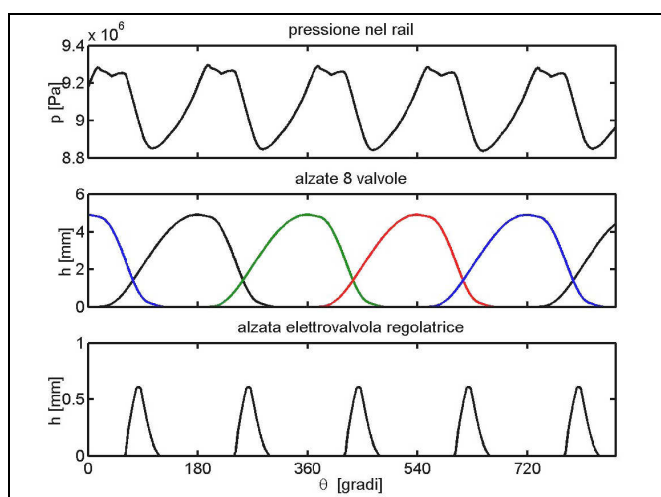


Fig. 14: 50% ammissione totale - pressione nel rail, alzate 8 valvole, alzate valvola regolatrice

1B.3 25% Ammissione totale

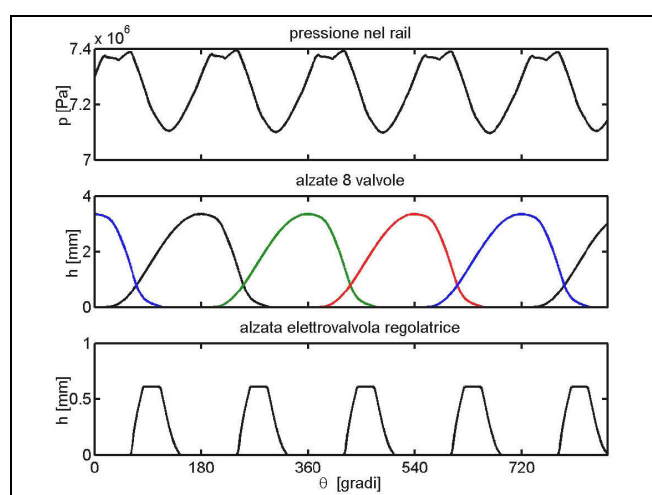


Fig. 15: 25% ammissione totale - pressione nel rail, alzate 8 valvole, alzate valvola regolatrice

1B.4 Minima ammissione

Si mostrano i risultati relativi alla minima ammissione realizzabile. L'ammissione realizzata è circa il 3% di quella massima, e si è ottenuta imponendo una pressione minima accettabile, all'interno del rail, pari a circa 50 bar.

E' possibile ottenere valori di ammissione ancora più bassi realizzando un incrocio tra le leggi di alzata delle elettrovalvole.

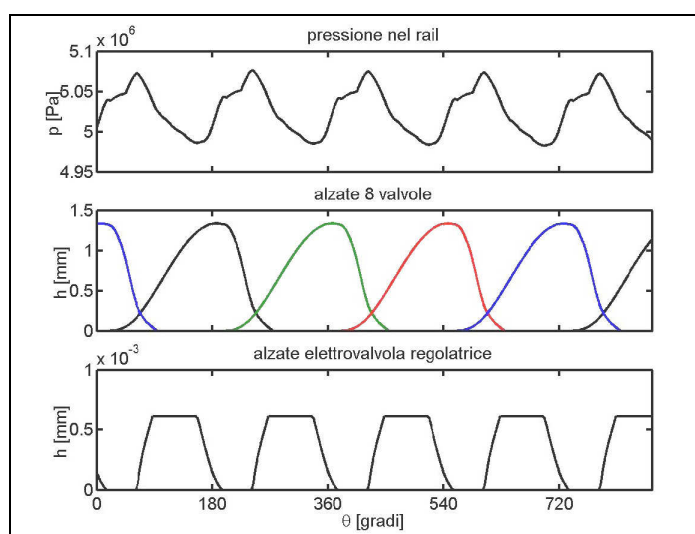


Fig. 16: Minima ammissione - pressione nel rail, alzate 8 valvole, alzate valvola regolatrice

2A Simulazioni a 3000 rpm – Pompa trascinata elettricamente

In questo paragrafo, vengono riportati i risultati delle simulazioni effettuate al regime di 3000 [rpm]. La velocità di rotazione della pompa deve essere opportunamente scelta, al variare della quantità di carica immessa. Mentre a 6000 [rpm], è stato possibile realizzare solo una regolazione ad “alzata variabile”, a causa dei tempi ristretti a disposizione, a 3000 [rpm], è possibile anche una regolazione ad “alzata costante”. Di seguito, si presentano i risultati, per entrambe le tipologie di regolazione, secondo le modalità già descritte. Nell'ultima figura, si riporta la pressione del rail ed il profilo di alzata delle 8 valvole.

2A.1 Ammissione totale

Per realizzare la condizione di ammissione totale, si è posta la velocità di rotazione della pompa pari a circa 2400 [rpm].

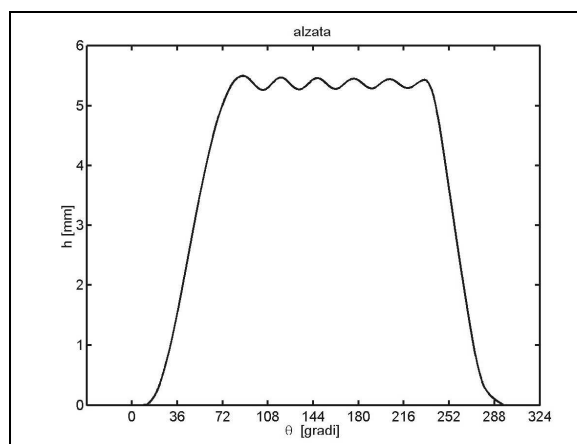


Fig. 17: 3000 [rpm] ammissione totale

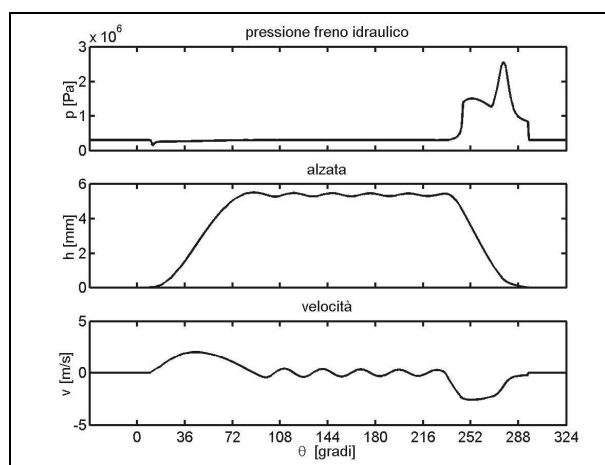


Fig. 18: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

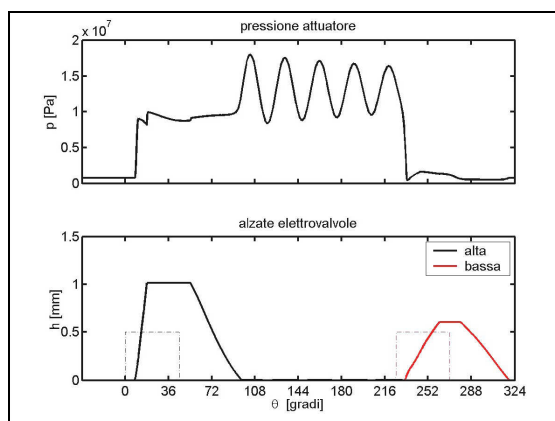


Fig. 19: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

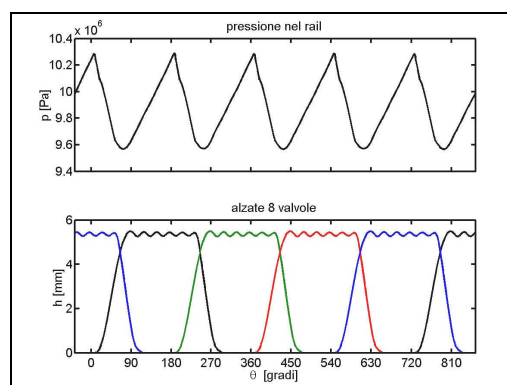


Fig. 20: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

Vengono riportati, nelle diverse condizioni di ammissione esaminate, i confronti tra le due tecniche di “controllo”.

2A.2 50 % Ammissione totale – Alzata variabile

Tale tipo di regolazione consiste nel variare l'alzata massima della valvola, senza agire sulla durata angolare della stessa. Questa strategia è possibile mediante una variazione di velocità della pompa che alimenta il circuito, in modo da variare la pressione nel rail e anche la massima alzata possibile della valvola. Per realizzare l'ammissione desiderata, si è posta per la pompa una velocità di rotazione di circa 1800 [rpm]. Anche in questo caso, vengono mostrate le grandezze caratteristiche del sistema,

quali velocità della valvola, pressione del freno idraulico, pressione del comando valvola e pressione nel rail.

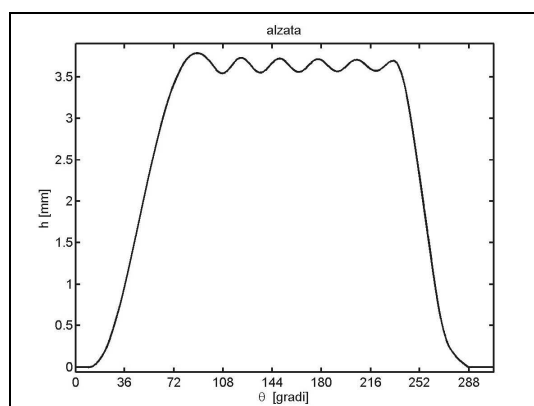


Fig. 21: 3000 [rpm] metà carico

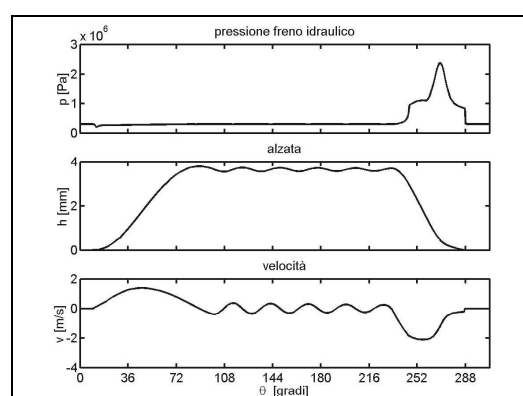


Fig. 22: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

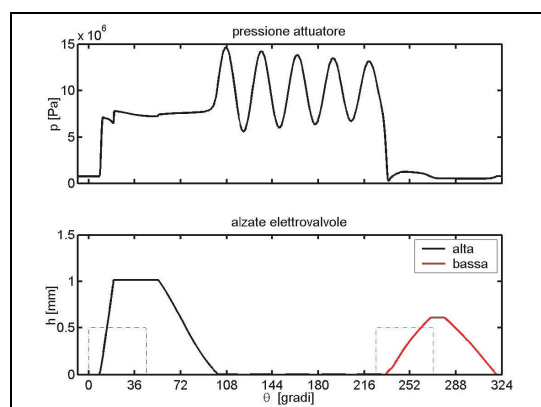


Fig. 23: Pressione attuatore, alzata elettrovalvole

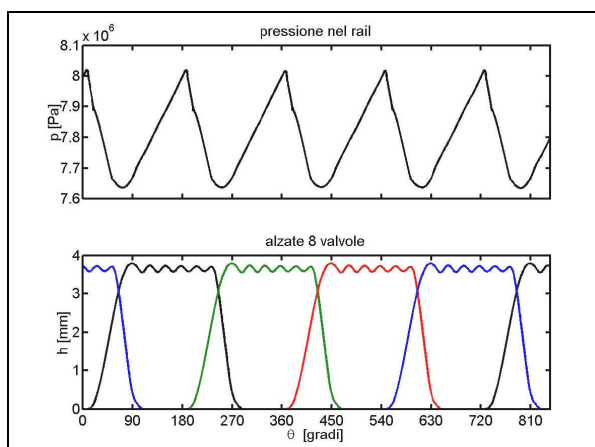


Fig. 24: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

2A.3 50 % Ammissione totale – Alzata costante

Tale tipo di regolazione consiste nel mantenere l'alzata massima costante, posta in questo caso pari a quella relativa alla condizione di ammissione totale, analizzata precedentemente, e nel diminuire la durata angolare di apertura della valvola stessa. Tale risultato si ottiene mantenendo costante la velocità di rotazione della pompa, pari a quella relativa alla condizione di ammissione totale, e diminuendo il tempo che intercorre fra il comando di apertura della elettrovalvola di alta e quello di bassa pressione.

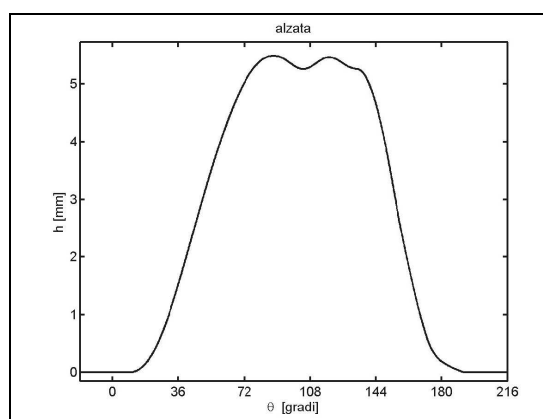


Fig. 25: 3000 [rpm] 50% ammissione totale

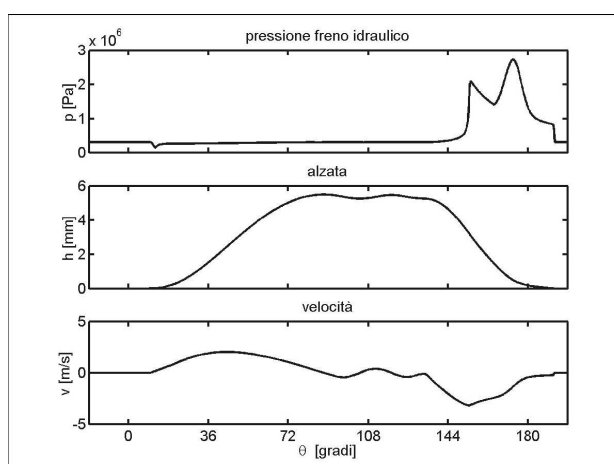


Fig. 26: Pressione freno idraulico, alzata, velocità

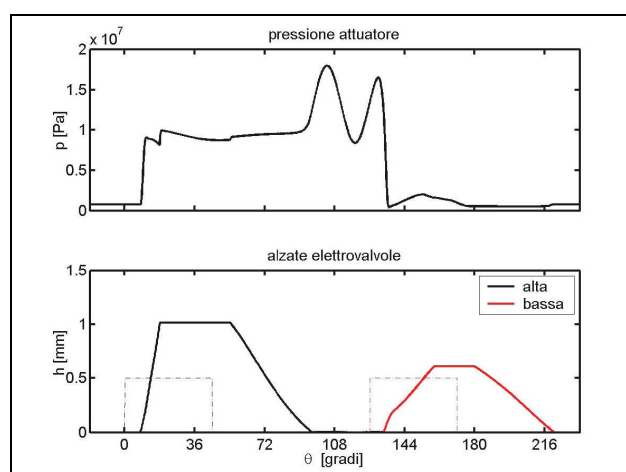


Fig. 27: Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

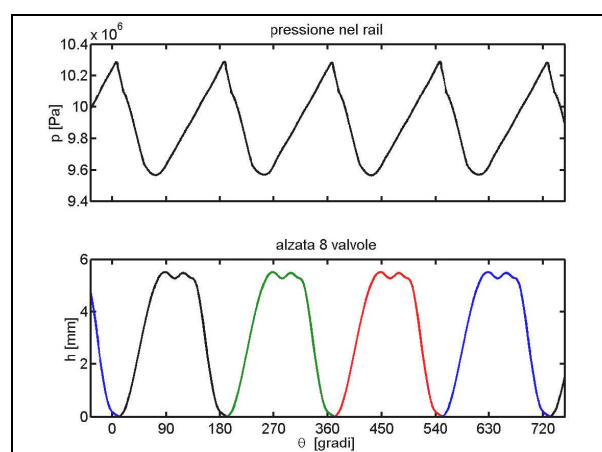


Fig. 28: Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

2A.4 25 % Ammissione totale – Alzata variabile

Velocità di rotazione della pompa pari a 1500 [rpm].

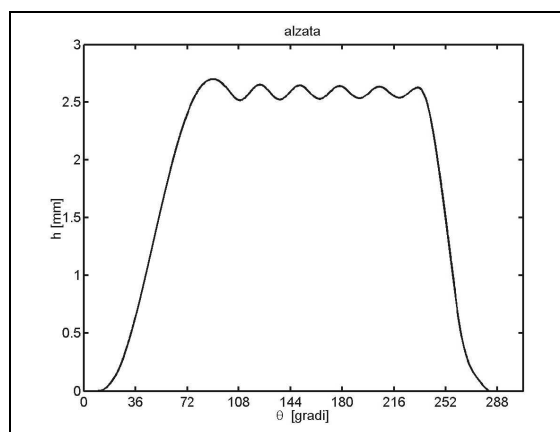


Fig. 29 - 3000 [rpm] 25% ammissione totale

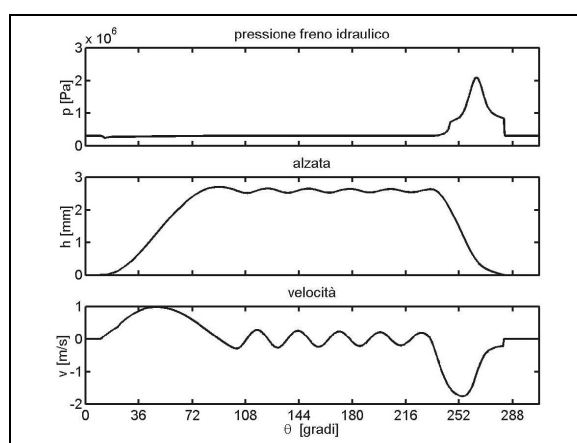


Fig. 30 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

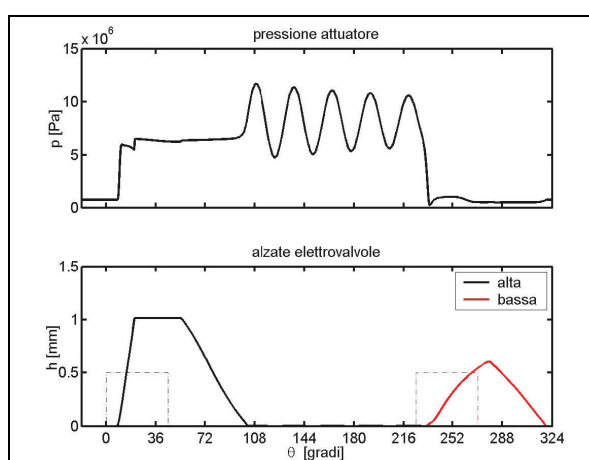


Fig. 31 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

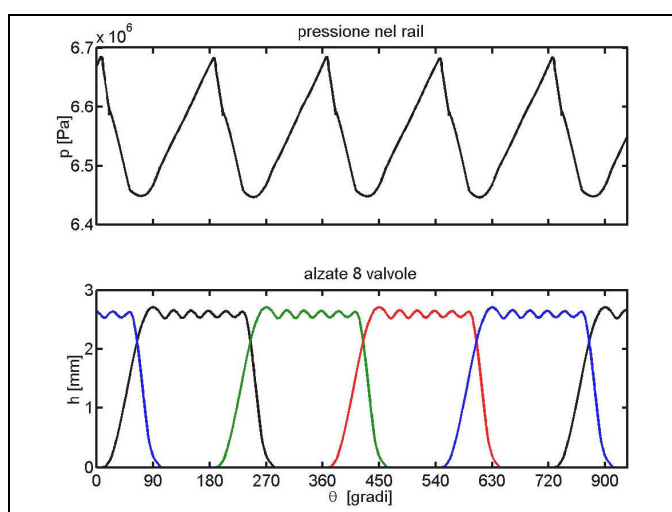


Fig. 32 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

2A.5 25 % Ammissione totale – Alzata costante

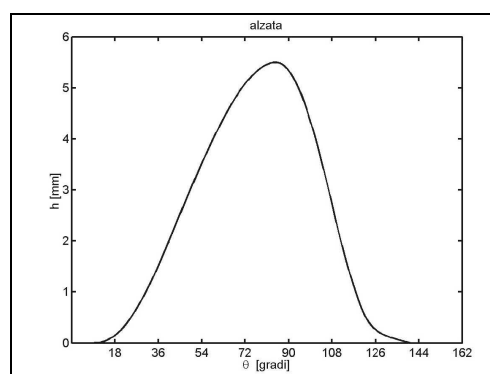


Fig. 33 - 3000 [rpm] 25% ammissione totale

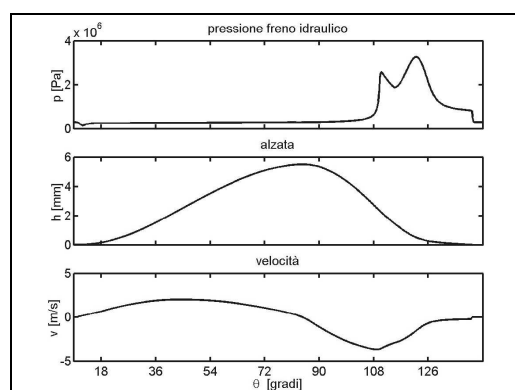


Fig. 34 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

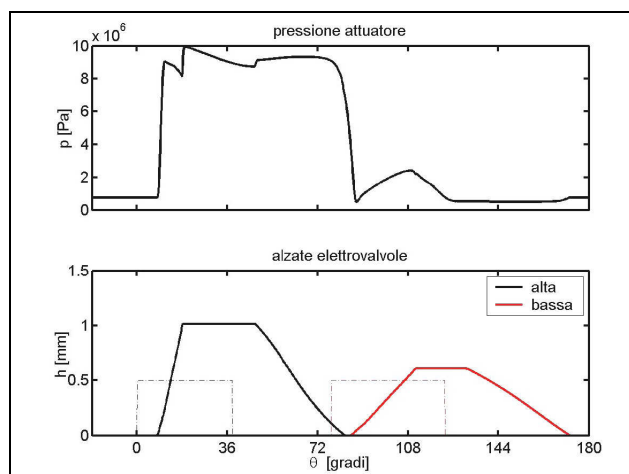


Fig. 35 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

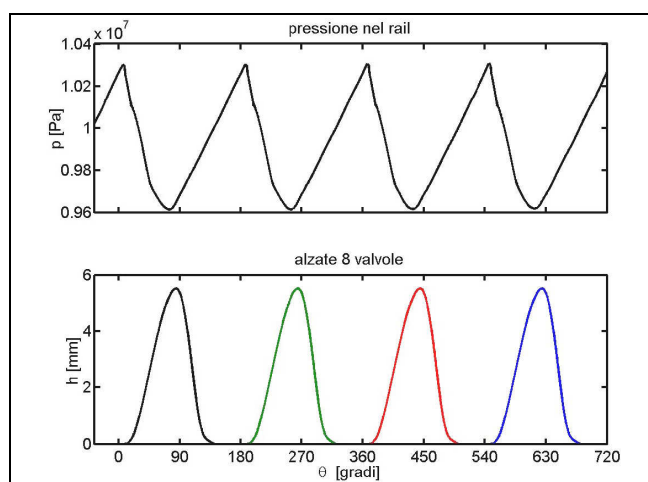


Fig. 36 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

2A.6 Minima ammissione

Viene riportata l'alzata a minima ammissione ottenuta con questo regime di rotazione del motore.

Con una velocità di rotazione della pompa di circa 900 [rpm], si sono ottenuti: una pressione nel rail media di circa 45 [bar], valore prossimo al minimo accettabile; un'alzata di circa 0.8 [mm], a cui corrisponde un'ammissione pari allo 0.3% della condizione di massima ammissione. Per ottenere tale condizione, si è ridotto al minimo

possibile il tempo che intercorre fra la chiusura della elettrovalvola di alta e l'apertura dell'elettrovalvola di bassa.

E' possibile ottenere valori di ammissione ancora più bassi, realizzando un incrocio tra le leggi di alzata delle elettrovalvole. Nel caso specifico, visto il basso valore della ammissione realizzata, non ha senso utilizzare tale tipo di strategia.

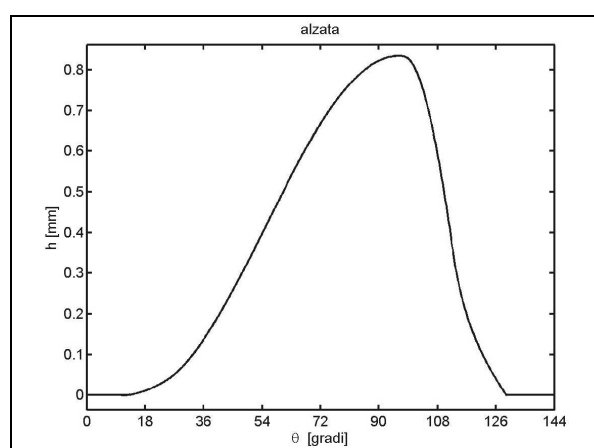


Fig. 37 - 3000 [rpm] minima ammissione

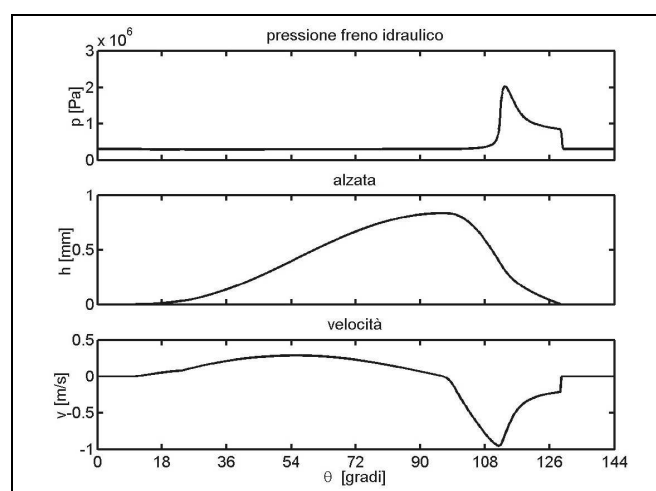


Fig. 38 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

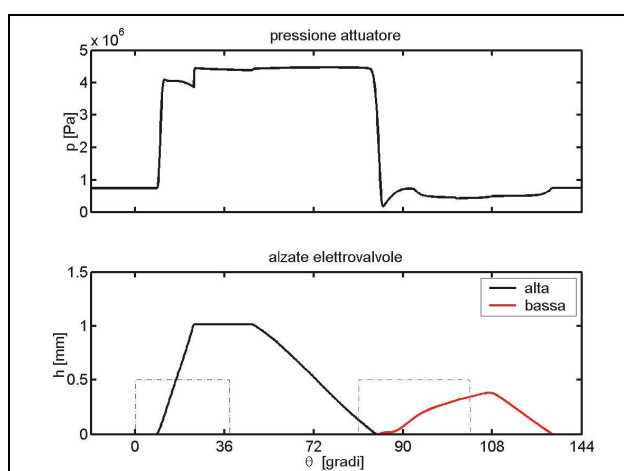


Fig. 39 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

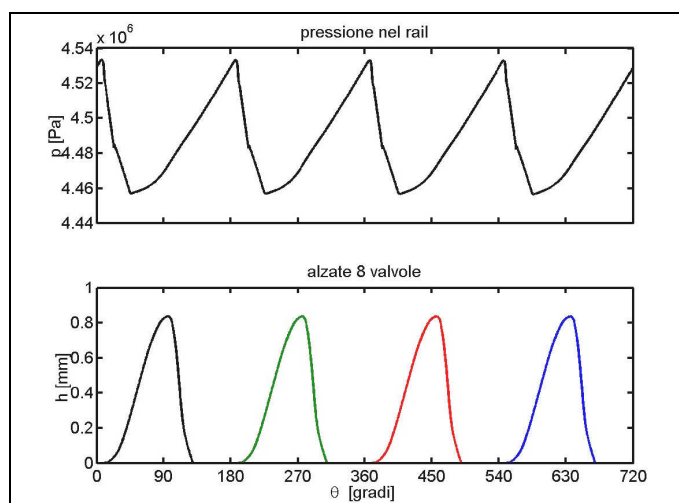


Fig. 40 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

2B Simulazioni a 3000 rpm – Pompa trascinata dal motore

2B.1 Ammissione totale

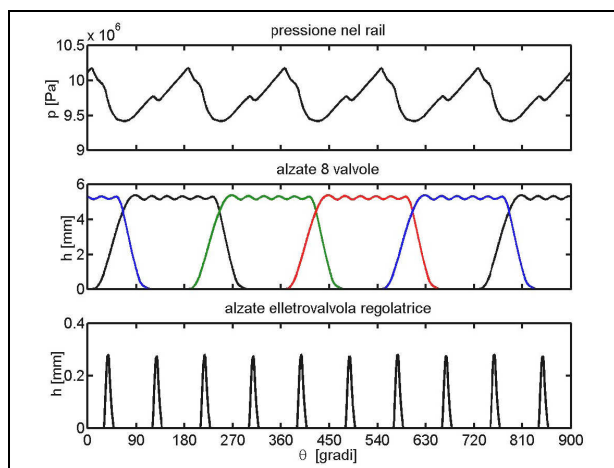


Fig. 41 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

2B.2 50% Ammissione totale – alzata variabile

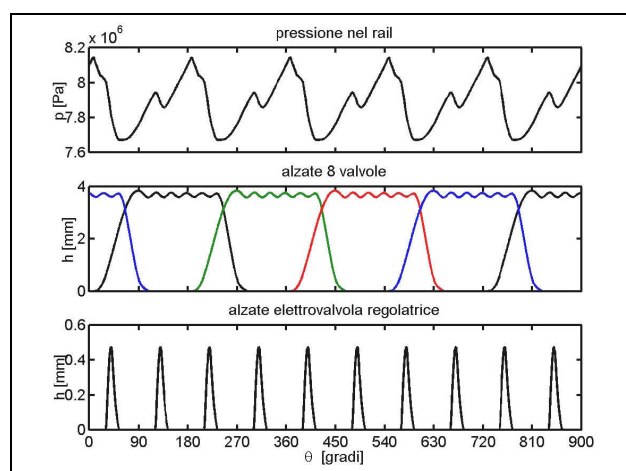


Fig. 42 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

2B.3 50% Ammissione totale – alzata costante

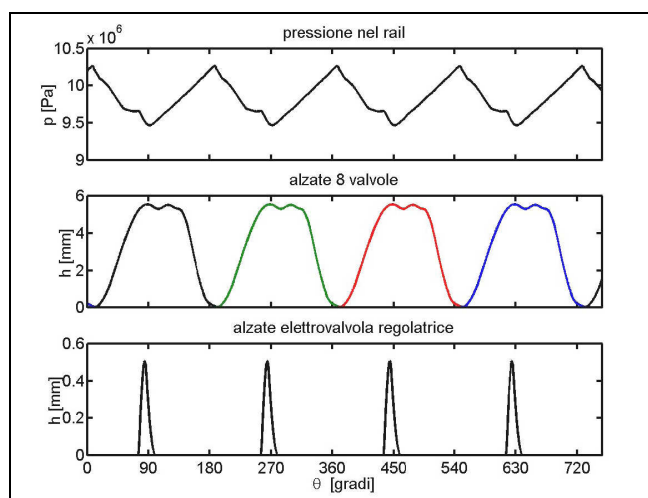


Fig. 43 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

2B.4 25% Ammissione totale – alzata variabile

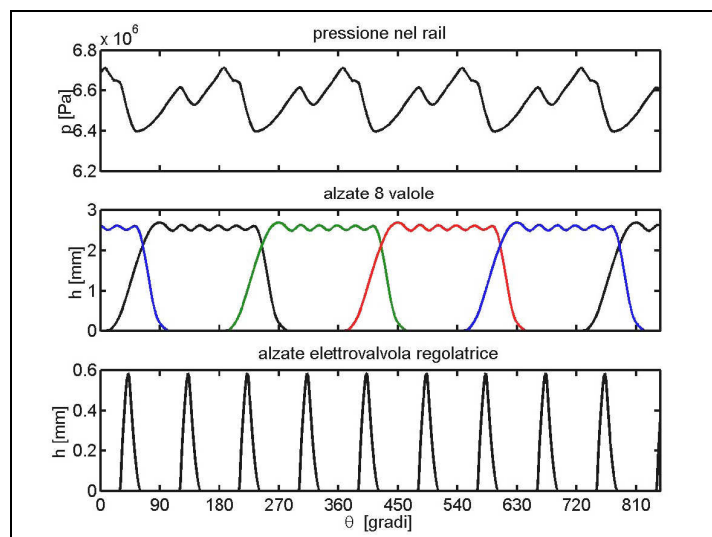


Fig. 44 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

2B.5 25% Ammissione totale – alzata costante

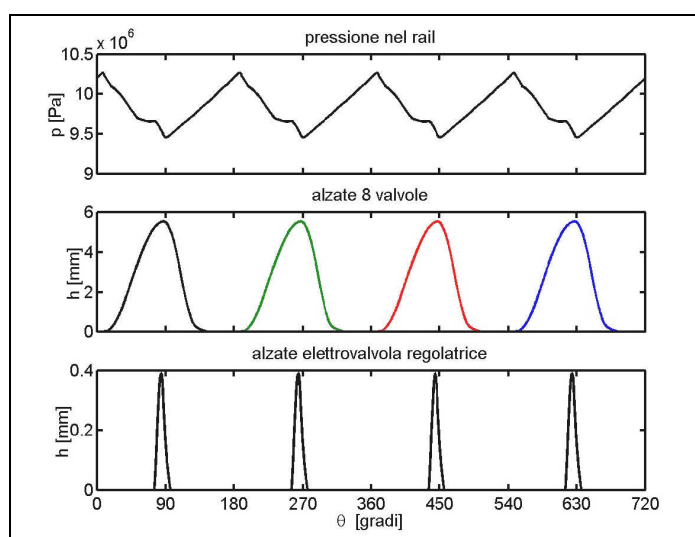


Fig. 45 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

2B.6 Minima ammissione

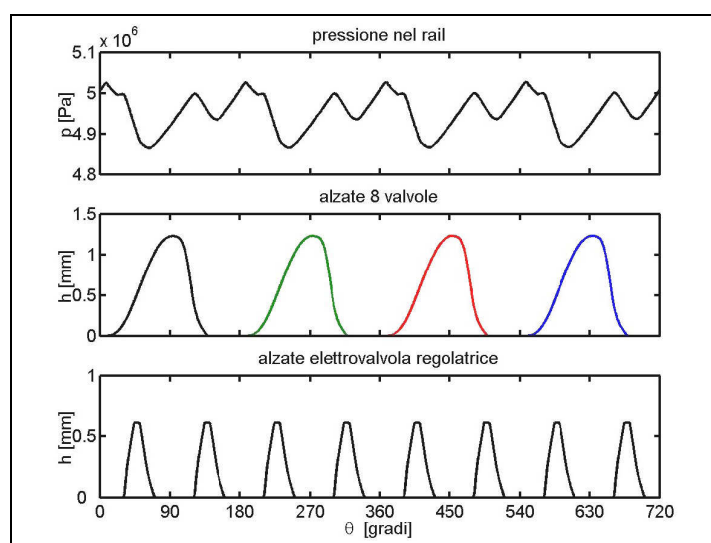


Fig. 46 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3A Simulazioni a 1500 rpm – Pompa trascinata elettricamente

3A.1 Ammissione totale

Per realizzare la condizione di massima ammissione, si è posta la velocità di rotazione della pompa pari a circa 1100 [rpm].

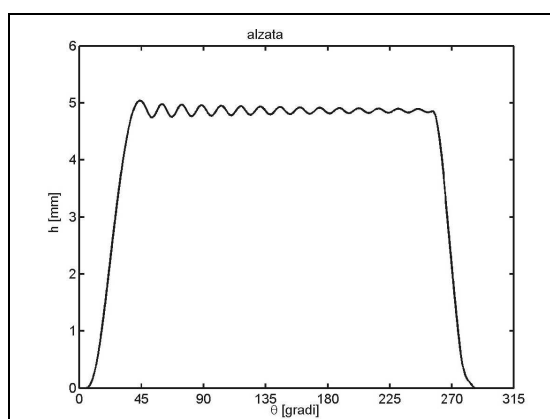


Fig. 47 - 1500 [rpm] ammissione totale

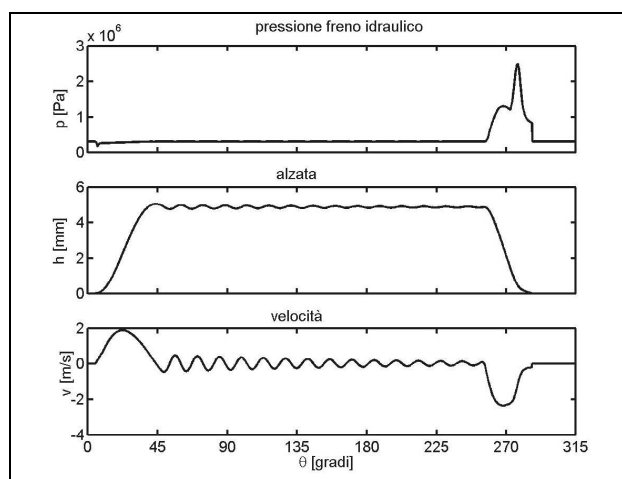


Fig. 48 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

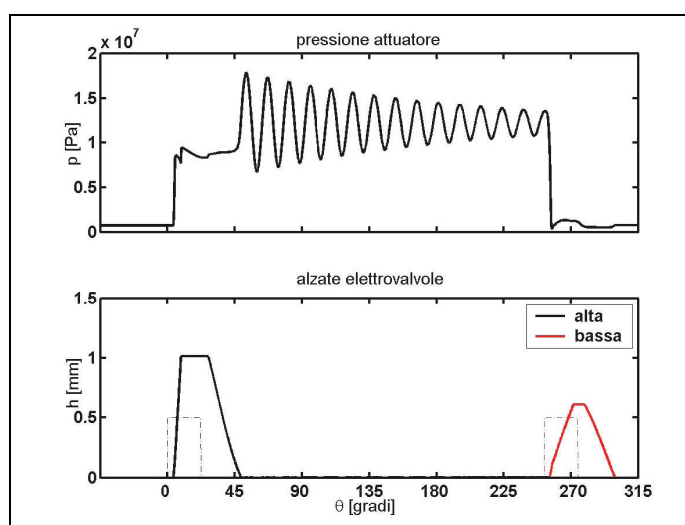


Fig. 49 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

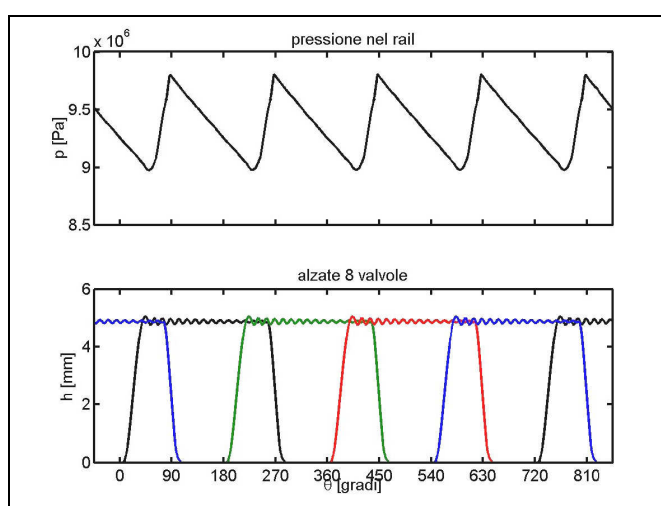


Fig. 50 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3A.2 50 % Ammissione totale – alzata variabile

Per realizzare tale condizione, si è posta la velocità di rotazione della pompa pari a circa 900 [rpm].

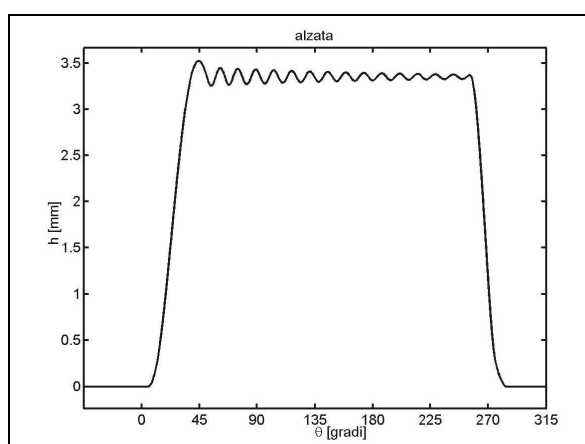


Fig. 51 - 1500 [rpm] 50% ammissione totale

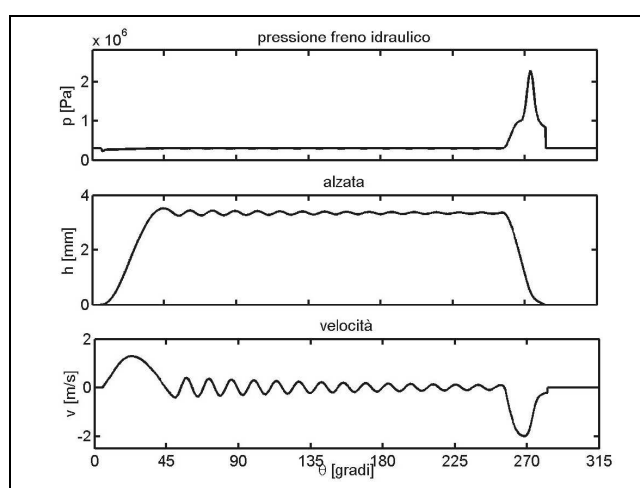


Fig. 52 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

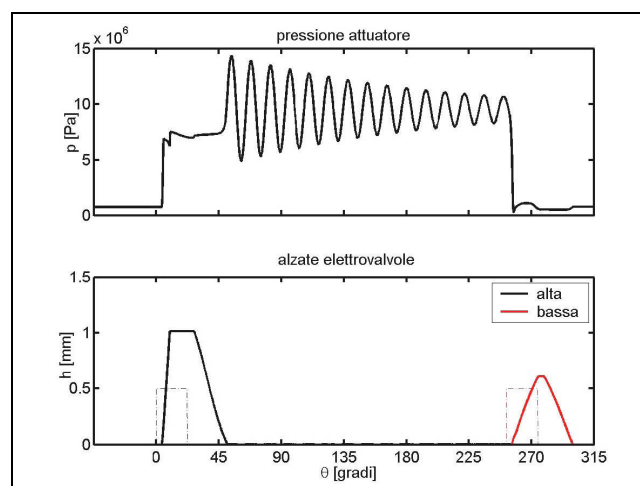


Fig. 53 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

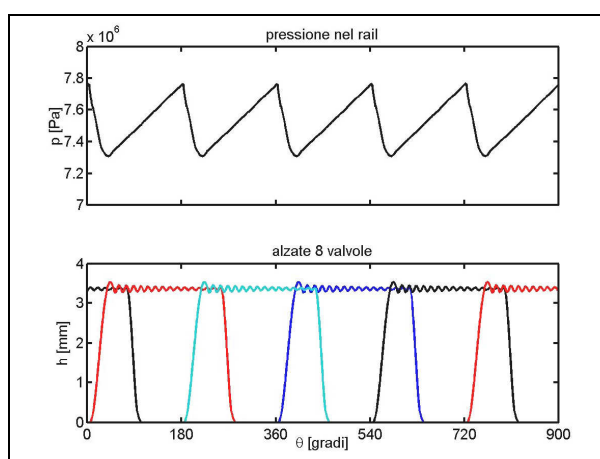


Fig. 54 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3A.3 50 % Ammissione totale – alzata costante

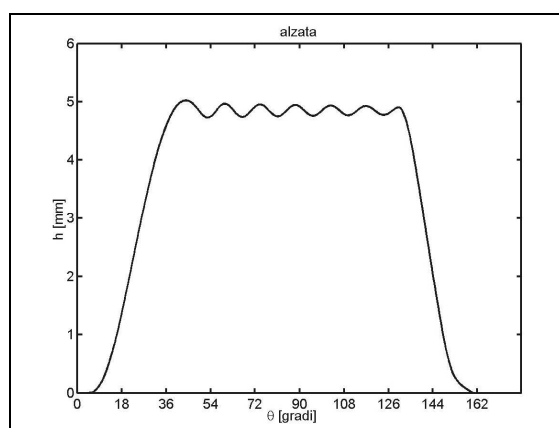


Fig. 55 - 1500 [rpm] 50% ammissione totale

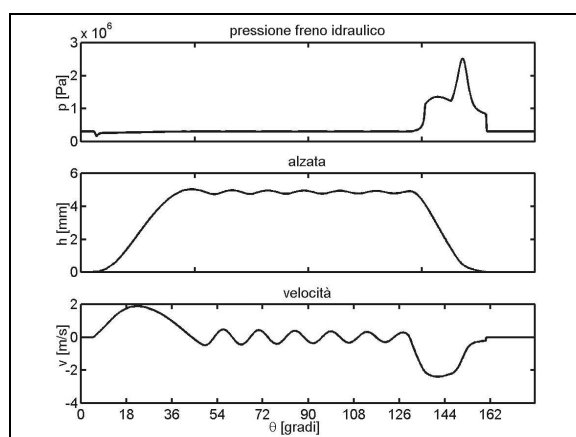


Fig. 56 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

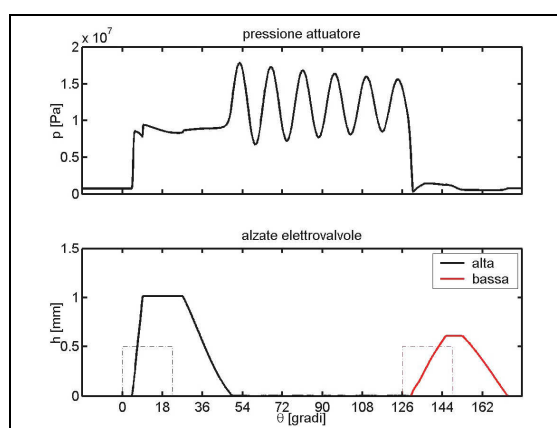


Fig. 57 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

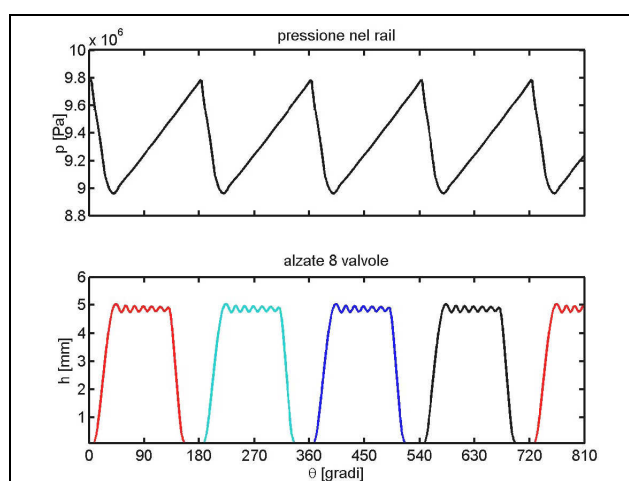


Fig. 58 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3A.4 25 % Ammissione totale – alzata variabile

Per realizzare tale condizione, si è posta la velocità di rotazione della pompa pari a circa 750 [rpm].

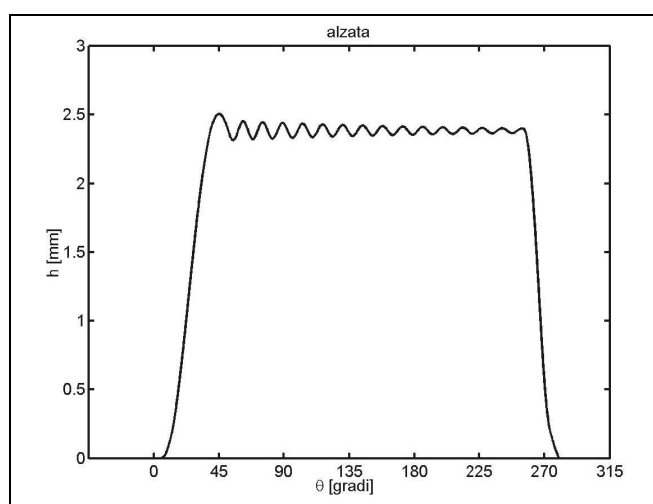


Fig. 59 - 1500 [rpm] 25% ammissione totale

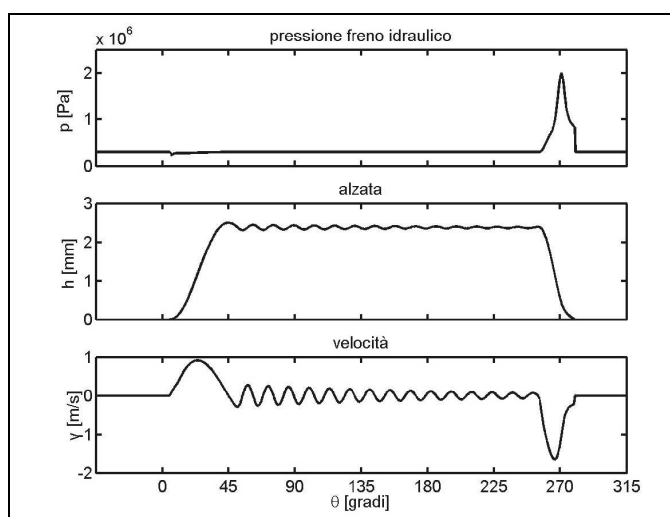


Fig. 60 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

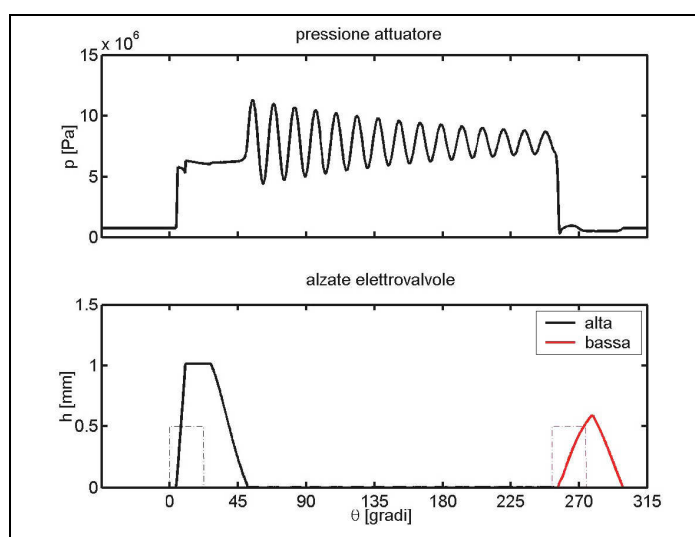


Fig. 61 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

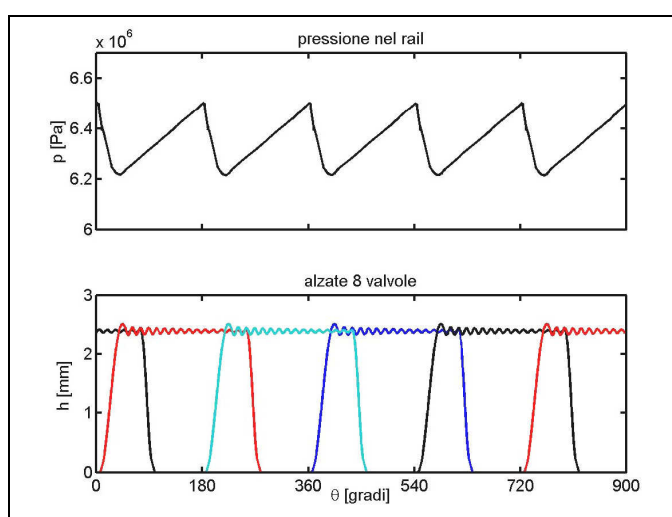


Fig. 62 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3A.5 25 % Ammissione totale – alzata costante

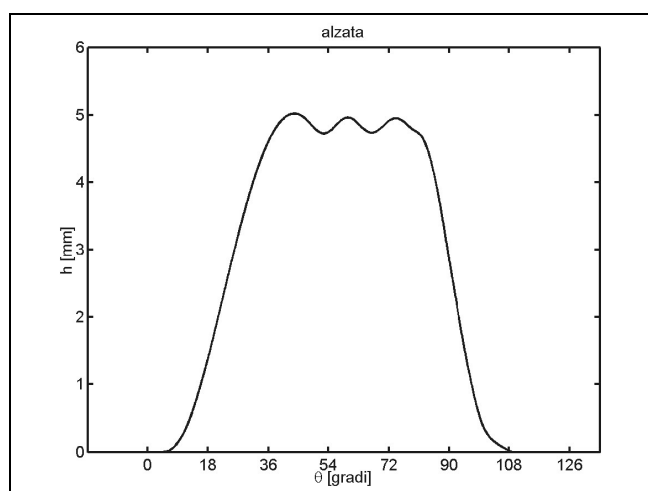


Fig. 63 - 1500 [rpm] 25% ammissione totale

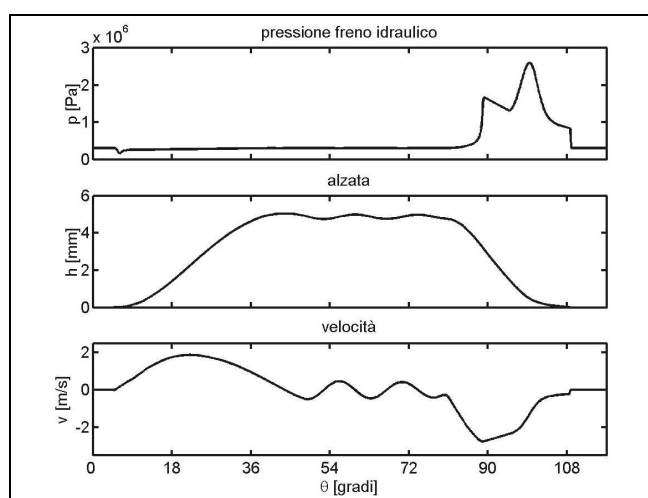


Fig. 64 - Pressione freno idraulico, alzata, velocità

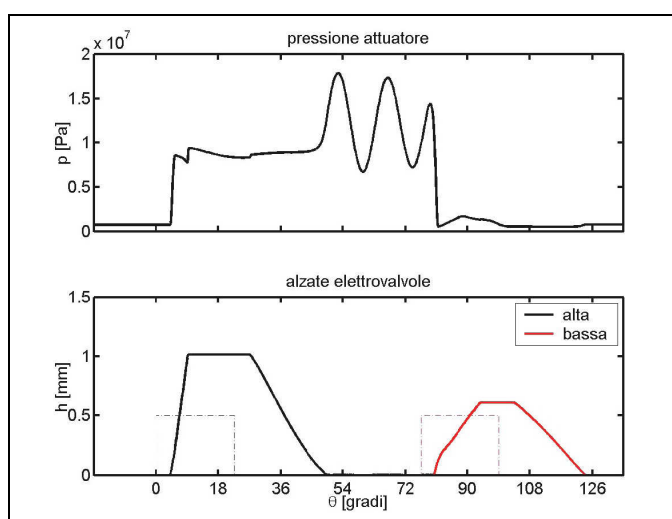


Fig. 65 - Pressione attuatore, alzate elettrovalvole

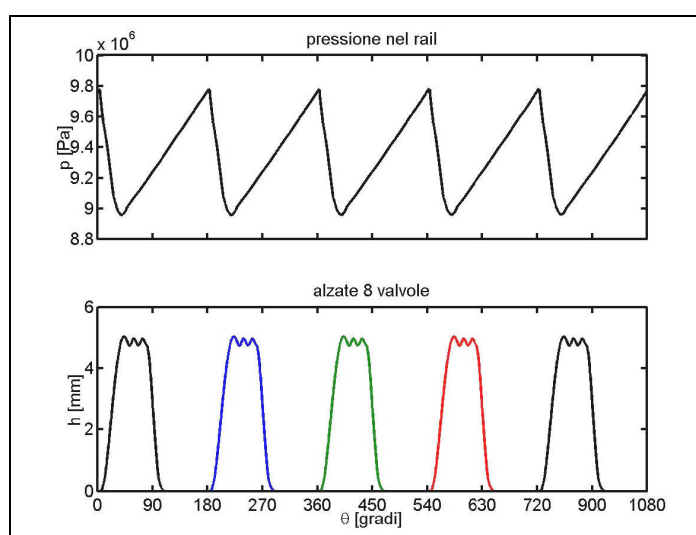
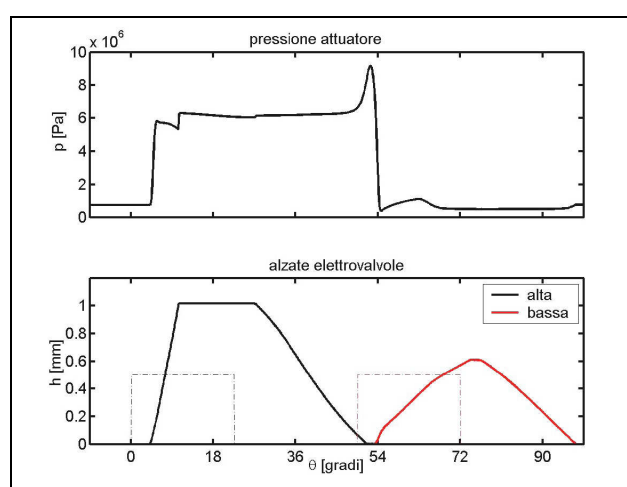
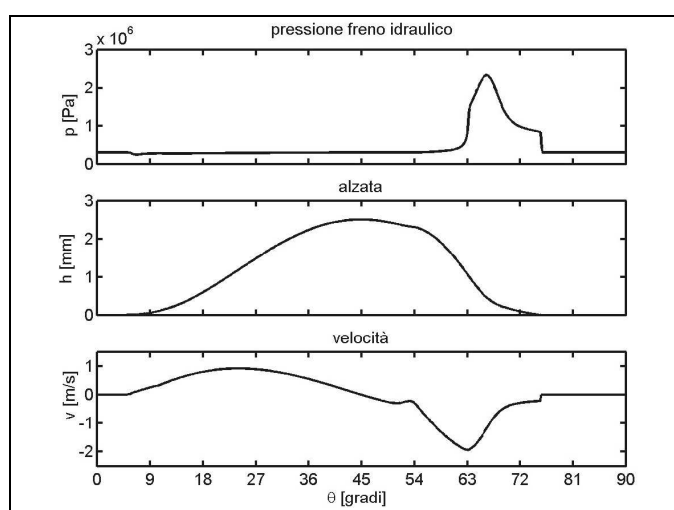
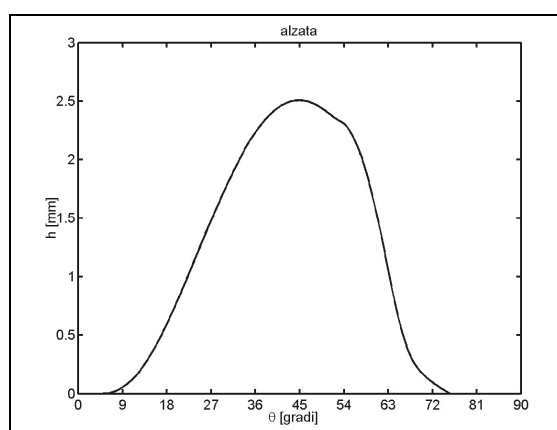


Fig. 66 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3A.6 Minima ammissione

Viene riportata l'alzata, in condizione di minima ammissione, ottenuta con questo regime di rotazione del motore. Con una velocità di rotazione della pompa di circa 750 [rpm], si sono ottenuti: una pressione nel rail media di circa 65 [bar]; un'alzata di circa 2.5 [mm], a cui corrisponde un'ammissione pari al 3.5% di quella massima.



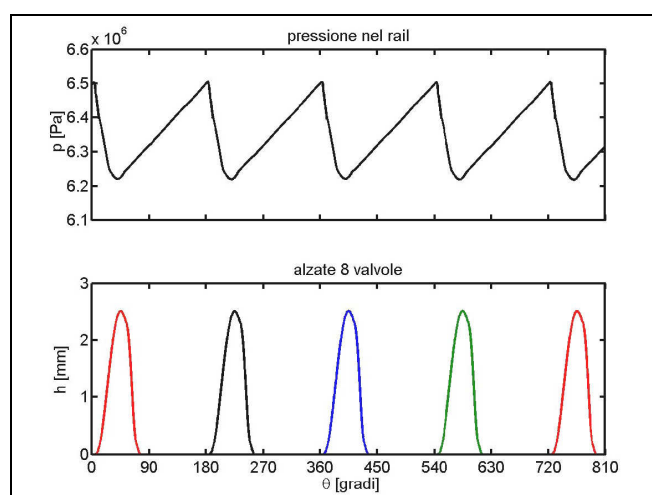


Fig. 70 - Pressione nel rail, leggi di alzata delle 8 valvole

3B Simulazioni a 1500 rpm – Pompa trascinata trascinata dal motore

3B.1 Ammissione totale

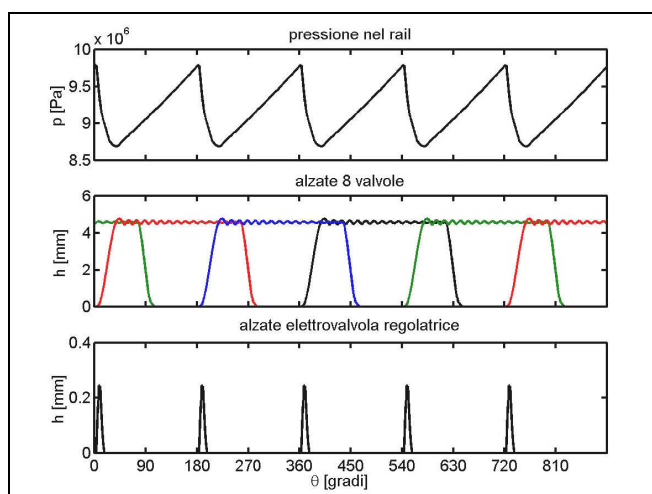


Fig. 71 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3B.2 50% Ammissione totale – alzata variabile

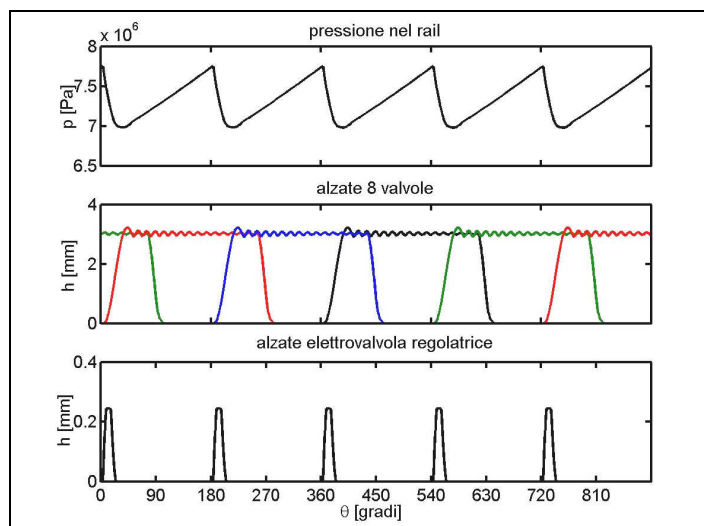


Fig. 72 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3B.3 50% Ammissione totale – alzata costante

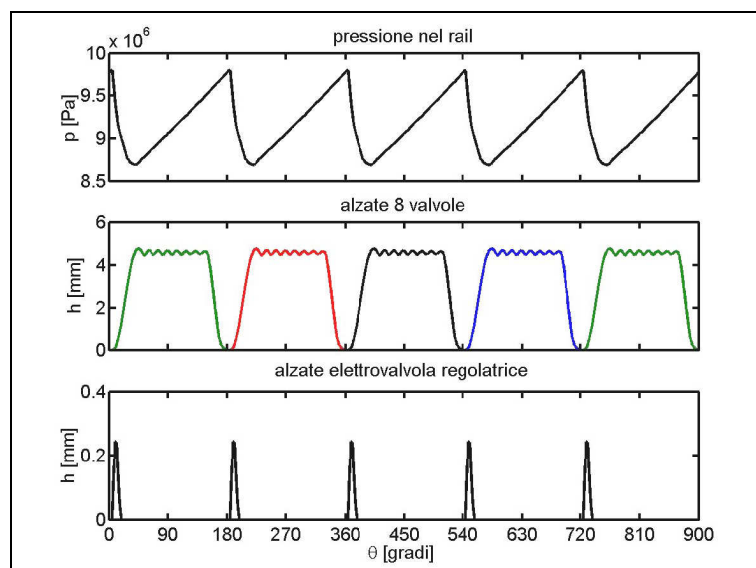


Fig. 73 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3B.4 25% Ammissione totale – alzata variabile

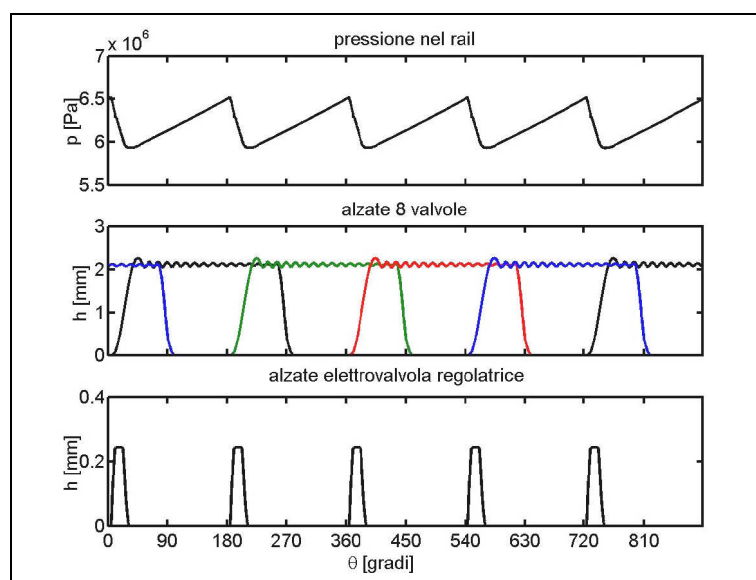


Fig. 74 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3B.5 25% Ammissione totale – alzata costante

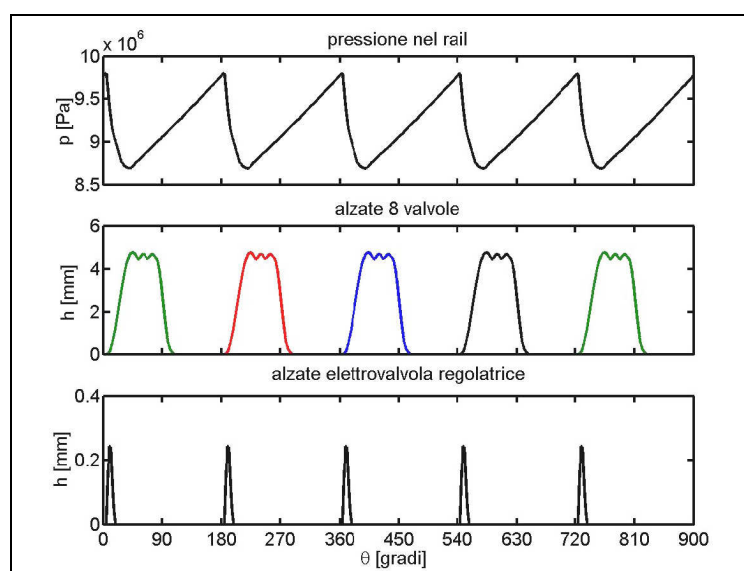


Fig. 75 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

3B.6 Minima ammissione

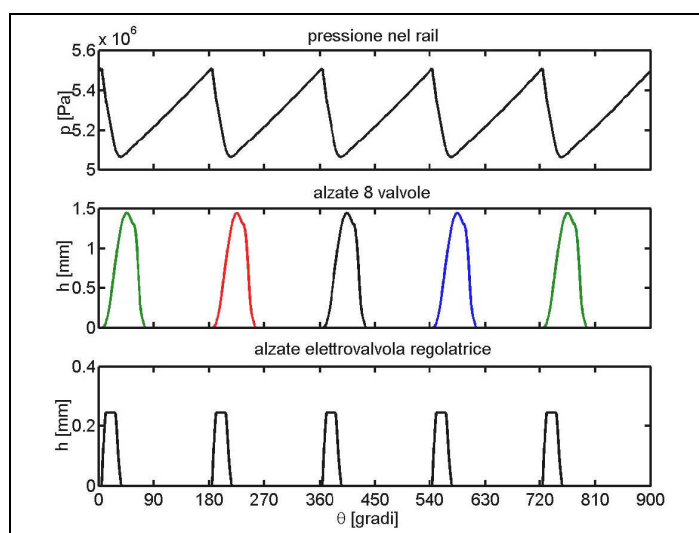


Fig. 76 - Pressione rail, alzate valvole, alzate valvola regolatrice

Appendice T

Stima delle perdite

Stima delle perdite ad ammissione totale

Nei diagrammi che seguono, viene fatto un confronto tra il sistema presentato e quello tradizionale nelle condizioni di ammissione totale, ossia a massimo carico.

Nelle figure che seguono, si mostrano le potenze assorbite dal sistema, in entrambe le configurazioni possibili, al variare della velocità di rotazione del motore; tali potenze sono confrontate con i valori relativi al tradizionale sistema di distribuzione. Va precisato che l'ammissione totale è ottenuta con una legge in cui l'apertura angolare è costante e pari a 280 gradi. Tale tipo di profilo è visibile in figura 1, in cui si riporta il tradizionale profilo di una alzata, ottenuta con un albero a camme, ed il profilo ottenuto con il sistema presentato.

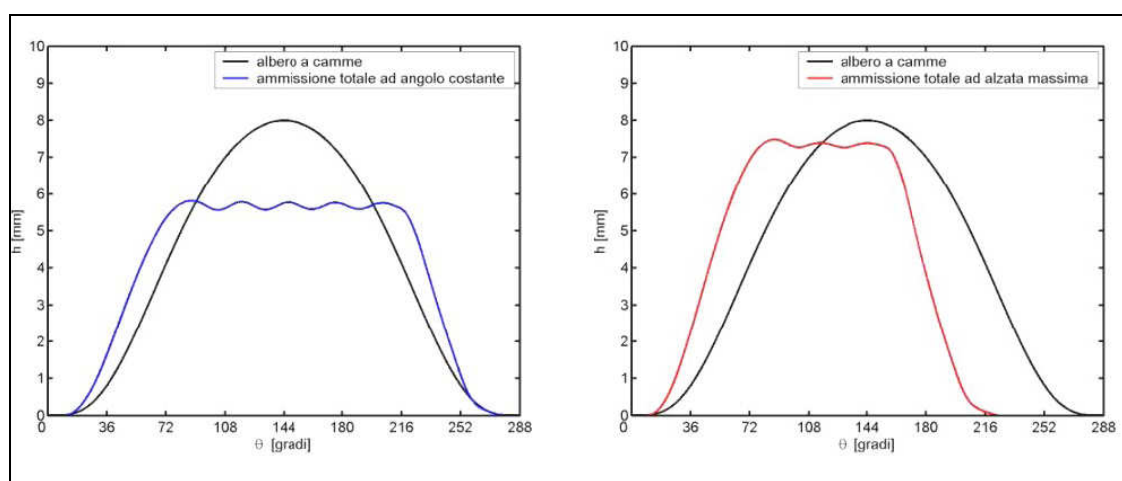


Fig. 1: Modalità di regolazione

Nelle figure 2 e 4, si mostrano le potenze assorbite dal sistema, in entrambe le configurazioni possibili, al variare della velocità di rotazione del motore, ad ammissione

totale. In questo caso, la massima ammissione è ottenuta con una legge di alzata, in cui la massima alzata è quella effettivamente consentita dal sistema: l'ampiezza angolare è quindi minore di 280 gradi, come visibile in figura 1.

Nelle figure 3 e 5, vengono riportate le variazioni percentuali delle potenze, rispetto al sistema tradizionale.

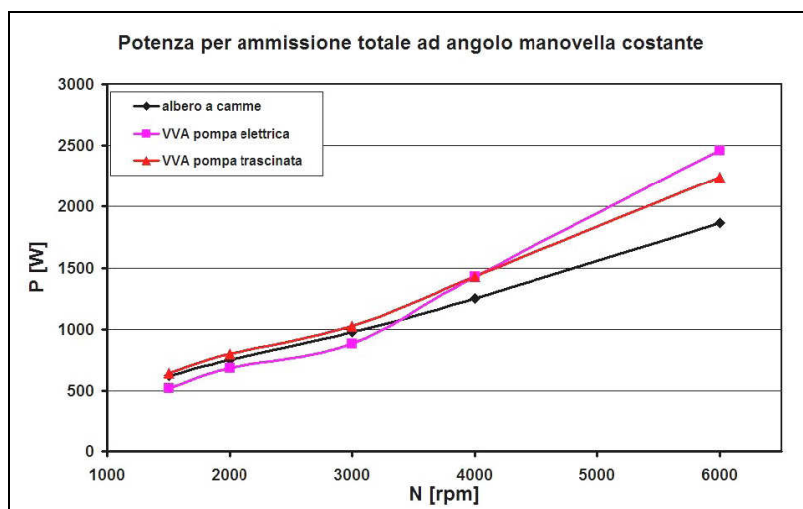


Fig. 2 - Potenza assorbita: "angolo manovella costante"

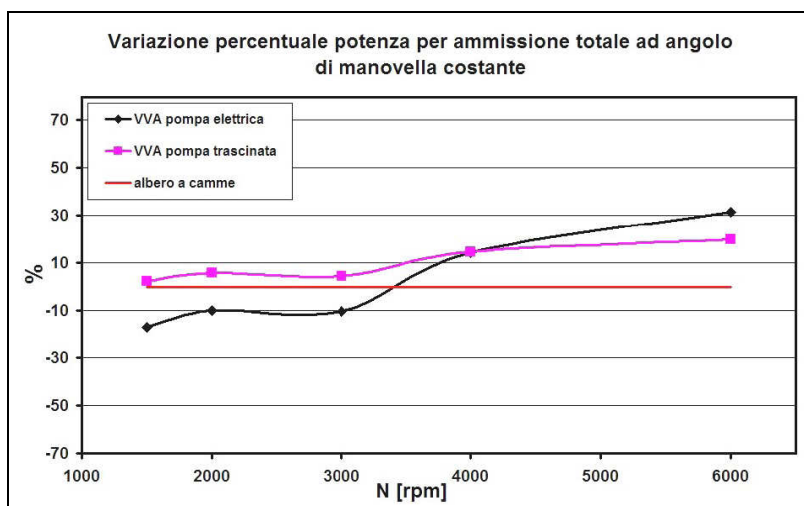


Fig. 3 - Potenza assorbita: "angolo manovella costante"

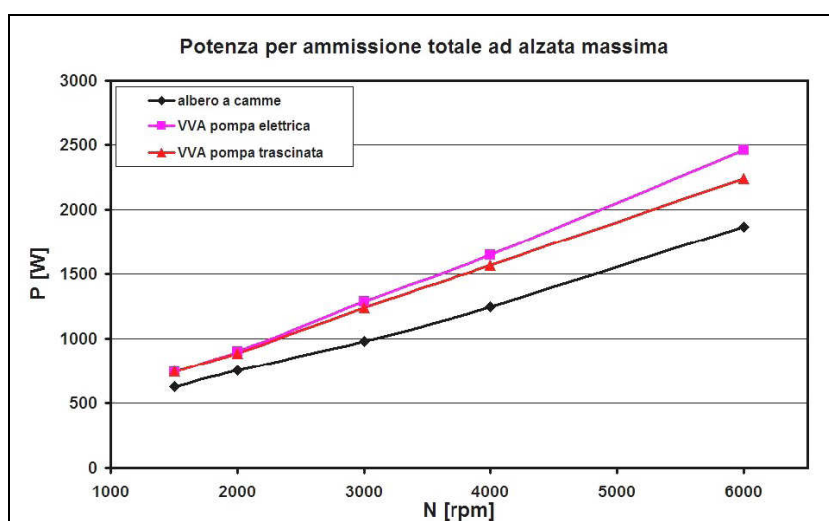


Fig. 4 - Potenza assorbita: "alzata massima"

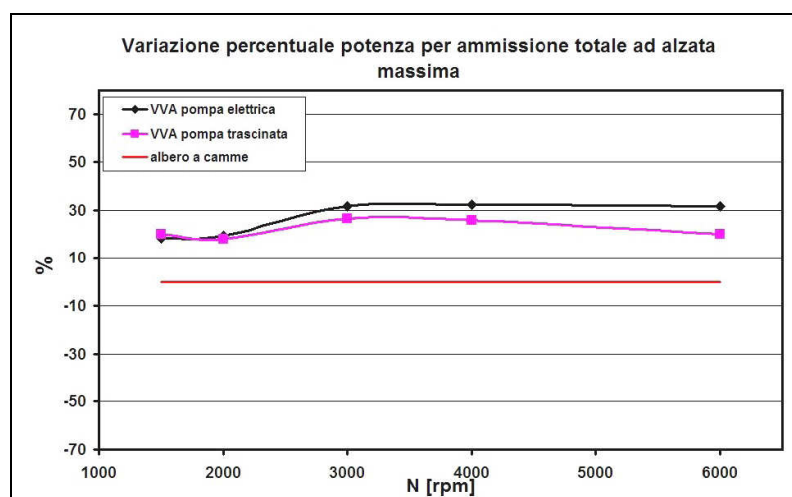


Fig. 5:- Potenza assorbita: "alzata massima"

Stima delle perdite ad ammissione parziale

Di seguito, si riportano i diagrammi relativi alle potenze assorbite, al variare della quantità di carica immessa, fissato il regime di rotazione del motore.

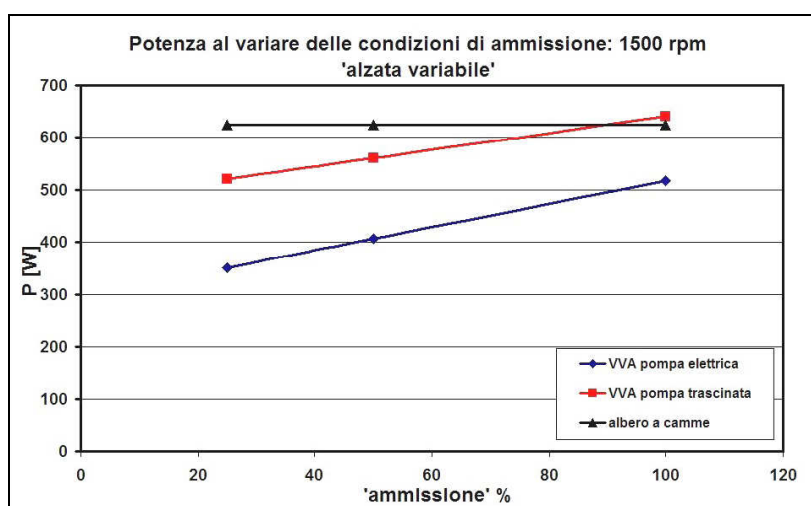


Fig. 6 - Potenza assorbita: 1500 [rpm] "alzata variabile"

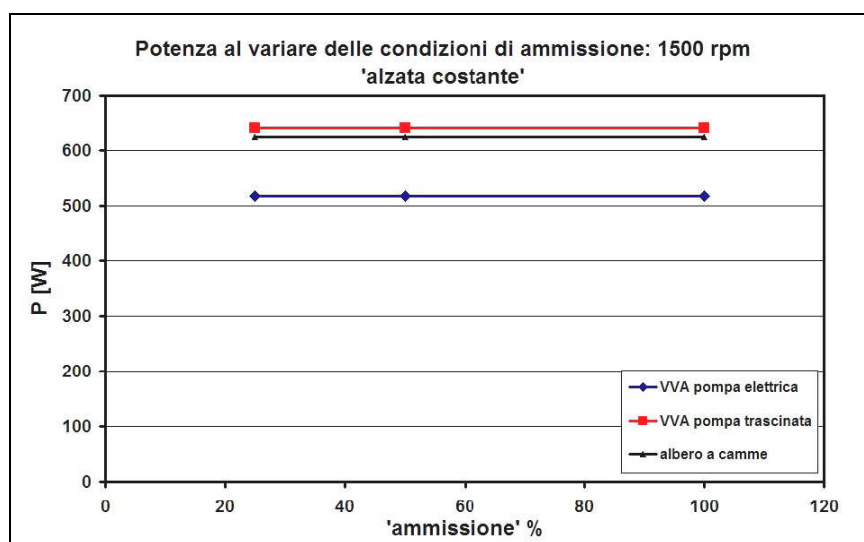


Fig.7: Potenza assorbita: 1500 [rpm] "alzata costante"

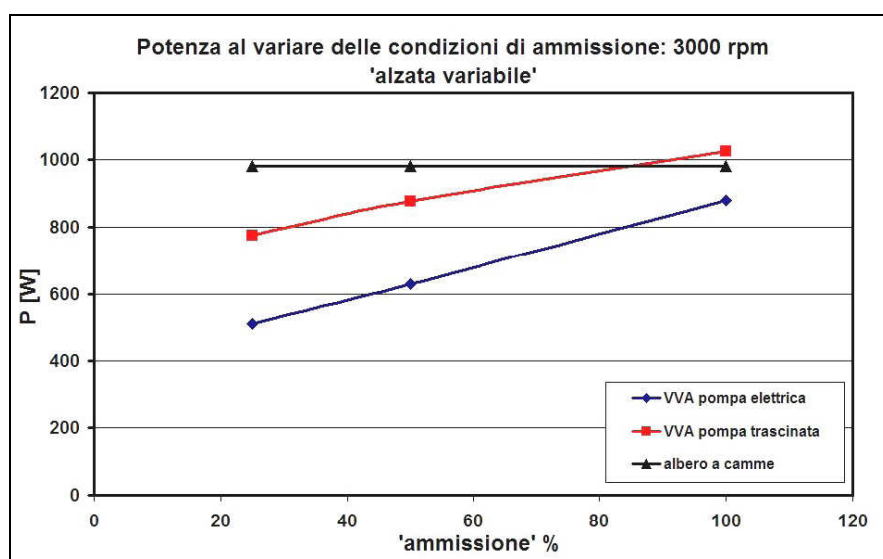


Fig. 8- Potenza assorbita: 3000 [rpm] "alzata variabile"

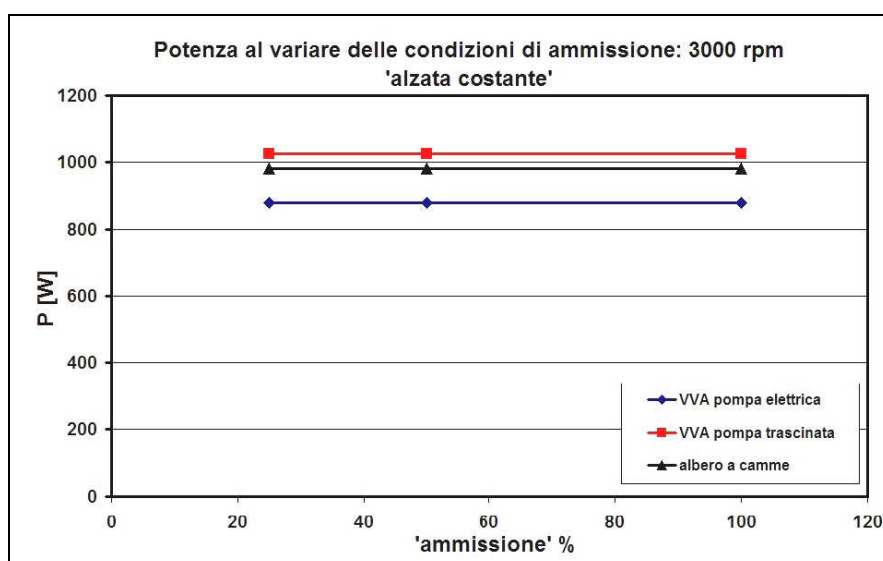


Fig. 9- Potenza assorbita: 3000 [rpm] "alzata costante"

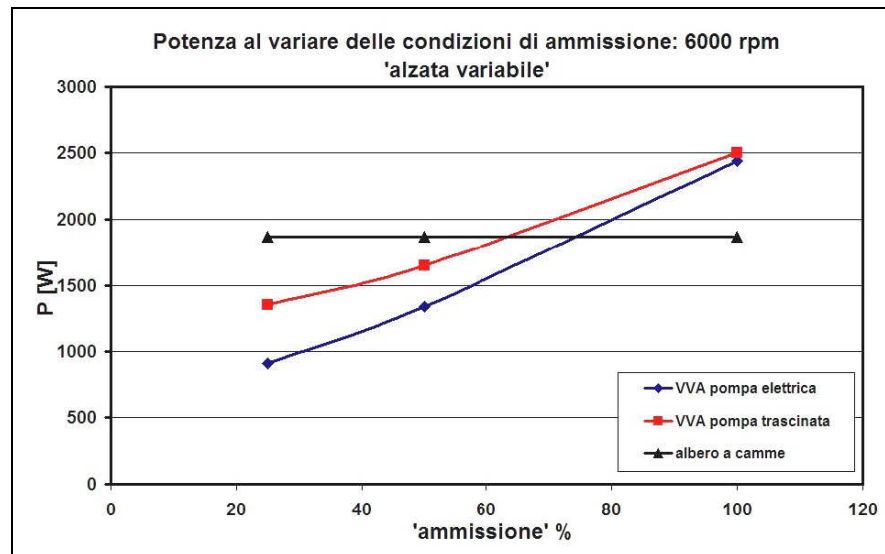


Fig. 10 - Potenza assorbita: 6000 [rpm] "alzata variabile"

Per ciascuna velocità di rotazione, si considerano entrambe le tipologie di regolazione, per le varie condizioni di ammissione descritte

Dai risultati mostrati dai precedenti diagrammi, si evince che in condizione di ammissione totale, il sistema in esame, sia nella configurazione con pompa elettrica sia in quella con pompa trascinata dal motore, presenta delle perdite confrontabili con quelle di un sistema tradizionale.

In condizione di ammissione parziale, il sistema elettroidraulico proposto presenta, in entrambe le configurazioni, perdite quasi sempre minori rispetto a quelle di un sistema tradizionale.

Tra i due tipi di configurazione, quella con la pompa azionata elettricamente risulta essere meno dissipativa. Di contro, la configurazione con pompa trascinata dal motore si presenta più affidabile e più semplice, da un punto di vista costruttivo, in quanto non prevede un ulteriore componente, quale il motore elettrico. Inoltre, risulta evidente dai grafici, il vantaggio di operare una regolazione della quantità di carica immessa variando l'alzata, e non la durata della stessa.

Appendice U

Valvola di massima

Sul rail di alta pressione, si è ipotizzato esservi una valvola di sfioro, che ha il compito di evitare che la pressione raggiunga valori troppo elevati, che potrebbero danneggiare il sistema. La valvola mette in comunicazione il rail con un serbatoio a pressione ambiente. E' possibile osservare lo schema di principio di una valvola di massima in figura 1.

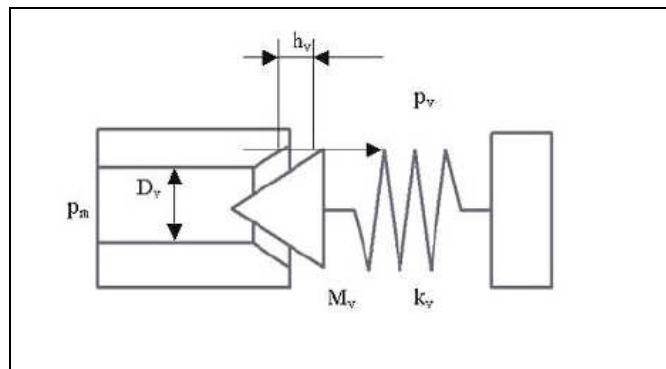


Fig. 1: Valvola di massima

Con riferimento alla figura, è possibile scrivere l'equazione della dinamica per l'equipaggio mobile della valvola di massa M_v [kg] e la relativa equazione di efflusso.

Equazione della dinamica

Si può scrivere:

$$-M_v \ddot{h}_v - \sigma_v \dot{h}_v - k_v (h_v + h_{vp}) + (p_m - p_v) \cdot \left(\frac{\pi D_v^2}{4} \right) = 0$$

dove si è scelta come sezione netta di azione delle forze di pressione, proprio la sezione di passaggio del condotto. Si è considerato uno smorzamento di tipo viscoso, proporzionale alla velocità dell'equipaggio mobile della valvola, tramite un coefficiente δ_v [Ns/m], e un precarico h_{vp} [m]. Note le pressioni a monte e a valle della valvola, l'equazione della dinamica fornisce l'evoluzione della massa mobile della valvola. Il modello contempla anche la possibilità di urto dell'equipaggio mobile contro un fine corsa e contro la sede della valvola stessa. Si è supposto un urto anelastico.

Equazione di efflusso

Dall'equazione della dinamica, è possibile determinare la legge di variazione della sezione di efflusso, e quindi calcolare la portata scrivendo:

$$\dot{m} = \rho \cdot A(t) \cdot \varphi(t) \cdot \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

dove:

- \dot{m} [kg/s] è la portata che effluisce attraverso la sezione geometrica
- $A(t)$ [m²], variabile e funzione della corsa della valvola
- $\varphi(t)$ è un coefficiente di efflusso variabile in funzione di Reynolds
- Δp [Pa] è il salto di pressione sotto cui avviene l'efflusso.

Per valutare la sezione di efflusso $A(t)$, si è supposto che la sede della valvola abbia uno smusso con lo stesso angolo di semiapertura dello spillo (45°) e che lo spillo abbia un'alzata massima pari a quella che scopre una sezione anulare di area, pari a quella della sezione del condotto di ingresso alla valvola stessa.

$$A(h_v(t)) = \pi \cdot (h_v D_v \sin \alpha - h_v^2 (\sin \alpha)^2 \cos \alpha)$$

Il fine corsa pertanto è tale che l'alzata valvola scopra una sezione anulare di area pari a quella della sezione del condotto di ingresso della valvola stessa:

$$A_{\max} = \frac{-\left(\sqrt{1 - \cos \frac{\pi}{4}} - 1\right) D_v}{2 \cdot \sin \frac{\pi}{4} \cos \frac{\pi}{4}}$$

Nella figura 2, è rappresentato lo schema Simulink della valvola di massima. Nel blocco “Forze in evoluzione libera” viene implementata l’equazione della dinamica. Nel blocco “Dinamica Valvola” viene implementato il modello di impatto anelastico. Infine, nel blocco “Portata”, viene calcolata la portata di efflusso.

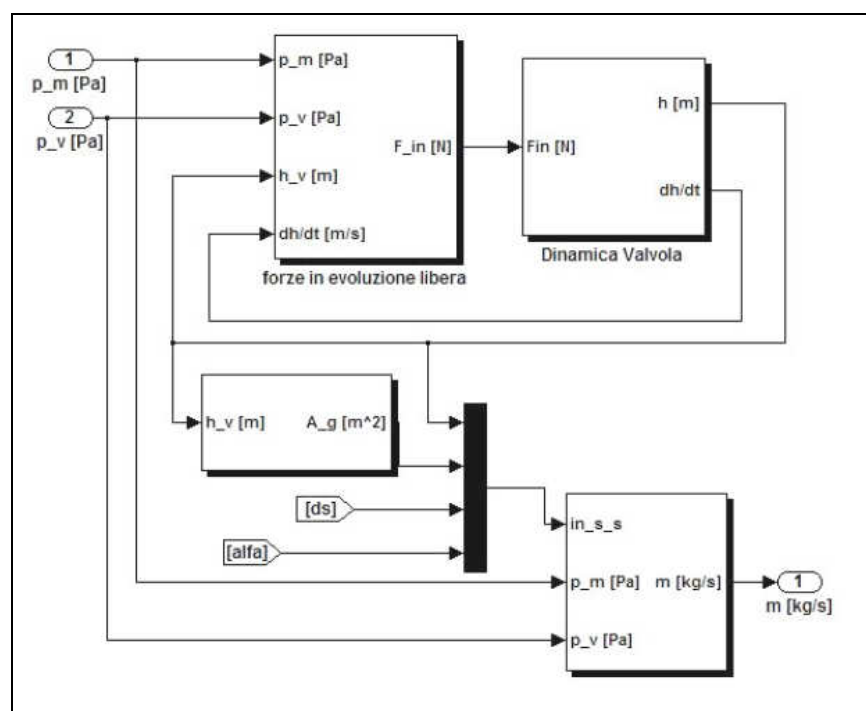


Fig. 2: Schema Simulink della valvola di massima

La valvola di massima provvede ad una regolazione più grossolana della pressione; la valvola riduttrice di pressione provvede ad una regolazione più fine.

Inoltre, è presente un distributore a due posizioni e due vie, per by-passare il fluido al serbatoio ed evitare di lasciare il ramo di mandata in pressione, dopo lo spegnimento della pompa. Le valvole scelte fanno parte della serie DBW, costruite dalla Bosch Rexroth (mostrata in figura 3).

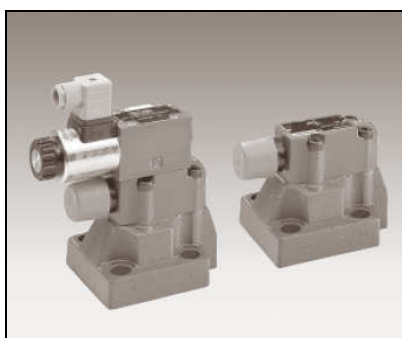


Fig. 3: Pressure relief valves serie DBW (Bosch Rexroth)

Tale tipo di valvole è pilotato in pressione. In figura 4, se ne riporta una sezione. Esse sono usate per la limitazione e la riduzione della pressione operativa, ottenuta adoperando un solenoide. La valvola è costituita da un corpo principale (1), con l'assieme del cursore principale (3) e la valvola di pilotaggio (2) dotata di un elemento per la regolazione della pressione.

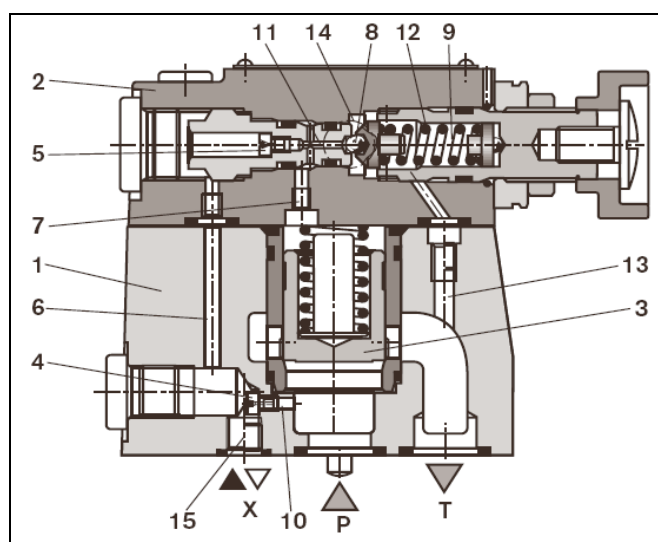


Fig. 4: Sezione della valvola limitatrice e riduttrice di pressione

La valvola riduttrice di pressione è direttamente attuata: la pressione operativa massima consentita è pari a 315 bar, mentre la massima portata ammissibile è 60 l/min. Questa valvola è adoperata per una riduzione più fine della pressione nel ramo di mandata del circuito ed è dotata di un elemento di regolazione. In figura 5, se ne riporta una sezione. Nella stessa figura, si vede che la valvola è normalmente aperta ed il fluido può scorrere liberamente dall'ingresso P all'ingresso A: tale valvola è messa in serie al circuito, a differenza della precedente che è posizionata in parallelo.

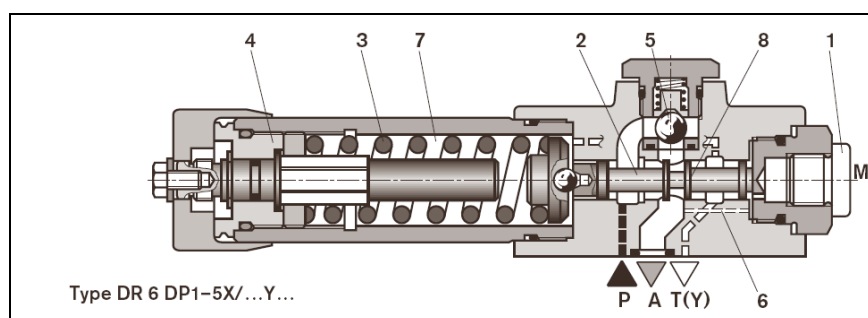


Fig. 5: Pressure reducing valve DR 6 DP Bosch Rexroth.

Anche il circuito di ritorno è dotato di una valvola limitatrice di pressione, in maniera da mantenere il rail di bassa pressione alla pressione desiderata.

Al momento del collaudo della centralina, si è intervenuti sulla regolazione della valvola di massima, settando una pressione massima di 130 bar. Inoltre, si è provveduto ad installare gli opportuni collegamenti idraulici con il sistema VVA pilotato.

Appendice V

Accumulatore a gas

In figura 1, sono mostrate le parti principali dell'accumulatore:

1. valvola gas
2. corpo accumulatore
3. membrana o sacco
4. fondelli anti-estrusione
5. attacco liquido

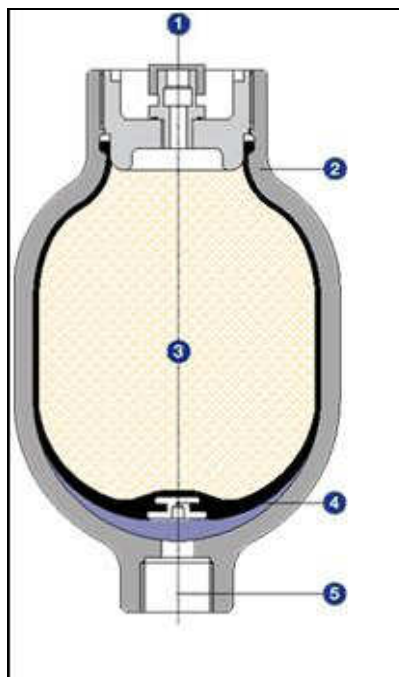


Fig. 1: Accumulatore a gas

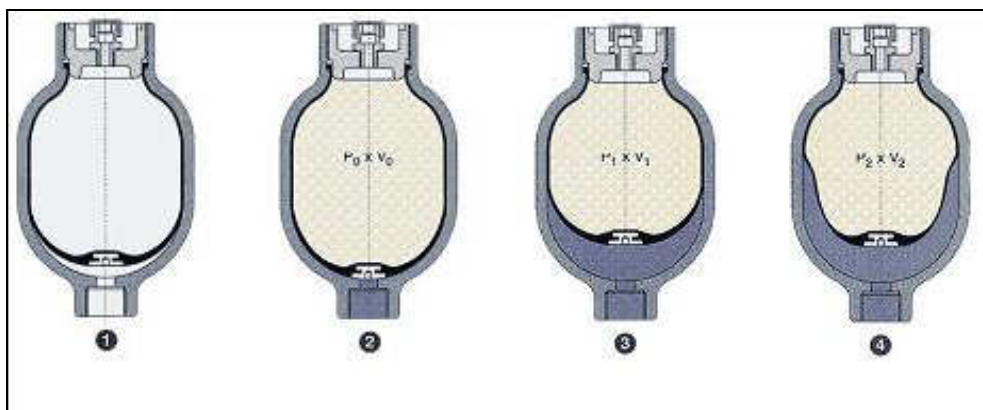


Fig. 2: Dinamica dell'accumulatore

L'accumulatore idro-pneumatico è un sistema capace di immagazzinare, nei circuiti idraulici, una notevole quantità di energia, in spazi ridotti. Essendo i liquidi pressoché incompressibili (e perciò non idonei all'accumulo di energia), si sfrutta, per raggiungere lo scopo, la comprimibilità dei gas. In figura 2, è rappresentata la sequenza di funzionamento di tali accumulatori:

1. In un contenitore metallico (corpo accumulatore), è montata una membrana o sacca, che separa la camera del liquido dal gas.
2. Dall'apposita valvola, si introduce un gas inerte (azoto), ad una pressione P_0 , adatta all'impiego dell'accumulatore, ed il gas occupa tutto il volume interno dell'accumulatore V_0 . Un piattello metallico o plastico vulcanizzato, nella membrana, impedisce che questa venga estrusa, attraverso il foro di collegamento con il liquido.
3. Quando la pressione P_1 dell'impianto supera la pressione di precarico P_0 dell'accumulatore, la membrana si alza e si comprime, riducendo il volume a V_1 .
4. Aumentando ulteriormente la pressione a P_2 , si riduce il volume del gas continua a ridursi a V_2 ; contemporaneamente, si ha l'aumento di pressione al suo interno, per equilibrare la pressione del liquido. In questo modo, si ottiene un accumulo di liquido in pressione di volume $V = V_1 - V_2$, del quale si può disporre, a seconda delle necessità.

Un accumulatore di questo tipo offre al progettista di circuiti oleodinamici una vasta gamma di prerogative, che risultano di fondamentale importanza (soprattutto per alcuni impieghi):

- La costruzione garantisce la perfetta separazione fra il lato gas ed il lato liquido.
- L'elemento separatore (sacca o membrana) presenta inerzia trascurabile.
- Mancando qualsiasi scorrimento reciproco e di elementi metallici, non è necessaria una cura particolare nella lavorazione dell'interno del contenitore.

Per descrivere il comportamento di un accumulatore a gas, è stato costruito un modello matematico, secondo i seguenti punti:

- Si indica rispettivamente con p_2 [Pa] e p_1 [Pa] la pressione massima e minima che si intende realizzare nel circuito.
- Si definisce p_0 [Pa] la pressione di precarica, cioè quella del gas introdotto nella sacca, quando all'attacco "liquido" non è applicata nessuna pressione d'olio.
- Si indica con ΔV [m³] il volume di olio, che si vuole introdurre all'interno del circuito (e successivamente prelevare).
- Si indica con V_0 [m³] il volume totale dell'accumulatore (cioè il suo volume geometrico interno).

Il problema è calcolare quale è il volume V_0 dell'accumulatore che permette di assorbire o di erogare la quantità di olio ΔV , quando la pressione del circuito oleodinamico (e ovviamente anche quella del gas contenuto nella sacca) varia tra p_1 e p_2 , e viceversa.

In prima approssimazione, il calcolo si esegue ricorrendo alla nota legge di Boyle, la quale afferma che, per un gas perfetto a temperatura costante, il prodotto della pressione per il volume è costante. Alle pressioni p_0 , p_1 , p_2 , la sacca assume rispettivamente i volumi V_0 , V_1 , V_2 , dove la differenza $V_1 - V_2$ non è altro che ΔV . Applicando la legge di Boyle si può scrivere:

$$p_0 V_0 = p_1 V_1 = p_2 V_2 = C$$

valida, quando le trasformazioni termodinamiche del gas (che funge da molla) avvengono con una certa lentezza, in modo da consentire il verificarsi dell'ipotesi di isoterma. Si verifica che l'equazione è applicabile, con buona approssimazione, per tempi di carica o di scarica superiori a circa tre minuti. Al contrario, se (come nel caso in esame) il ciclo di carica e scarica ha luogo in tempi assai brevi (a titolo indicativo, già in tempi minori di un minuto), il comportamento del gas, e quindi dell'accumulatore, varia sensibilmente, seguendo una legge teoricamente espressa da:

$$p_0 V_0^{1.4} = p_1 V_1^{1.4} = p_2 V_2^{1.4}$$

Ricavando separatamente V_1 e V_2 , e facendone la differenza, si ottiene:

$$\Delta V = \frac{V_0 \cdot (p_2^{0.72} - p_1^{0.72})}{p_2^{0.72}} \cdot \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{0.72}$$

espresso in m^3 , dove V_0 rappresenta il volume della sacca, quando essa occupa l'intero volume geometrico interno dell'accumulatore.

Equazione di continuità: bilancio di massa

Ipotizzando l'incompressibilità del fluido, l'equazione di continuità può scriversi come:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t}$$

Esplicitando l'equazione di continuità, si ottiene:

$$\frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho}{dt} = \rho \frac{d(V_0 - V_{sacca})}{dt} + (V_0 - V_{sacca}) \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}$$

che, per l'equazione di compressibilità, diviene:

$$\dot{m} = -\rho \frac{d(V_{sacca})}{dt} + \frac{1}{a^2} \frac{dp}{dt} (V_0 - V_{sacca})$$

Applicando la legge di Boyle, si ricava

$$V_{sacca} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{0.72} \cdot V_0$$

Derivando, si perviene a :

$$\frac{dV_{sacca}}{dt} = -0.72 \cdot p_0^{0.72} V_0 \cdot p^{-1.72} \frac{dp}{dt}$$

per cui:

$$\dot{m} = -\rho \left(0.72 \cdot p_0^{0.72} V_0 \cdot p^{-1.72} \frac{dp}{dt} \right) + \frac{V_0}{a^2} \frac{dp}{dt} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{0.72} \right)$$

dove:

- \dot{m} [kg/s] è la portata massica;
- ρ [kg/m³] la densità dell'olio;
- a [m/s] la velocità del suono nel mezzo;
- p e p_0 [Pa], rispettivamente la pressione nel volume di controllo e quella di precarica;
- V_0 [m³] il volume totale dell'accumulatore.

Equazione di efflusso

Accoppiando l'equazione di continuità con l'equazione di efflusso, si ha:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot \varphi \cdot \text{sign}(\Delta p) \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}}$$

E' possibile simulare la dinamica dell'accumulatore, assumendo un coefficiente di efflusso ϕ costante e pari a 0.7.

In figura 3, si riporta lo schema Simulink, che simula le equazioni illustrate. Lo schema è pensato, in modo da avere in ingresso la pressione a monte, che coincide con quella della linea di alta pressione.

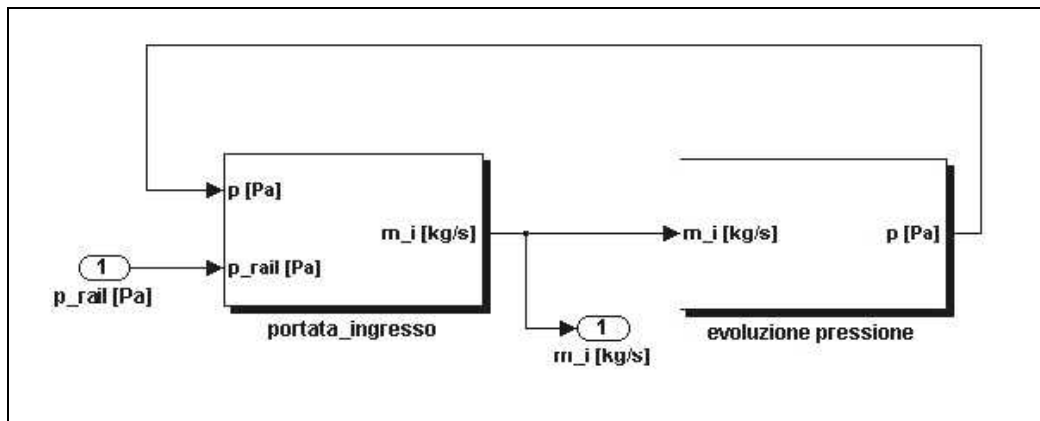


Fig. 3: Schema Simulink accumulator

BIBLIOGRAFIA

- [1] M. Migliaccio, R. Della Volpe, “*Motori a combustione interna per autotrazione*”, Ed. Liguori
- [2] R. Della Volpe, “*Macchine*”, Ed. Liguori
- [3] G. Bocchi, “*Motori a Quattro Tempi*”, Ed. Hoepli
- [4] C. Bertoli, M. Migliaccio, “*Il motore diesel veloce per la trazione stradale*”, Rocco Curto Editore
- [5] J.B. Heywood, “*Internal Combustion Engine Fundamentals*”, Ed. McGraw-Hill
- [6] G. A. Pignone, U. R. Vercelli, “*Motori ad alta potenza specifica*”, Ed. G. Nada
- [7] G. M. Carlomagno, “*Fluidodinamica*”, Ed. Liguori
- [8] M. Marchionni, “*Appunti di oleodinamica*”
- [9] SAE paper 2001-01-3553, S. Diana, B. Iorio, V. Giglio, G. Police, “*The effect of Valve Lift Shape and timing on Air Motion and Mixture Formation of DISI Engines Adopting Different VVA Actuators*”
- [10] SAE paper 2001-01-0670, F. Bozza, A. Gimelli, A. Senatore, “*A Theoretical Comparison of Various VVA Systems for Performance and Emission Improvements of SI-Engines*”
- [11] SAE paper 2001-01-0667, D. Moro, F. Ponti, G. Serra, “*Thermodynamic Analysis of Variable Valve Timing on SI Engine Efficiency*”
- [12] SAE paper 2002-01-1107, F. Bozza, A. Gimelli, R. Tuccillo, “*The Control of a VVA-Equipped SI Engine Operation by Means of 1D Simulation and Mathematical Optimization*”
- [13] SAE paper 2002-01-0706, Wolfgang Salber, Peter Wolters, Thomas Esch, José Geiger, Jochen Diltthey, “*Synergies of Variable valve Actuation and Direct injection*”

- [14]SAE paper 2002-01-1282, J. Aaltonen, K. Huhtala, W. Vilenius, *“Electrohydraulic valvetrain for extreme value Diesel engine”*
- [15]SAE paper 2003-01-0020, R. Fiorenza, M. Pirelli, E. Torella, P. Pallotti, P. E. Kapus, G. Kokalj, M. Lebenbauer, *“VVT+Port Deactivation Application on a small displacement SI 4 cylinder 16V engine: an effective way to reduce vehicle fuel consumption”*
- [16]SAE paper 2003-01-0022, Thitiphol Anontaphan, *“A study of a mechanical continuous variable rocker arm (VRA)”*
- [17]SAE paper 2003-01-0030, Ch. Gunselmann, J. Melbert, *“Improved robustness and energy consumption for sensorless electromagnetic valve train”*
- [18]SAE paper 2003-01-0031, Steven N. Ernest, *“When to integrate or not to integrate – A VVA system decision”*
- [19]SAE paper 2003-01-0038, Chun Tai, Tsu-Chin Tsao, M. B. Levin, G. Barta, M. Schechter, *“Using camless valvetrain for air hybrid optimization”*
- [20]SAE paper 2003-01-0036, Woo Sok Chang, Tushar Parlikar, John G. Kassakian, Thomas A. Keim, *“An electromechanical valve drive incorporating a nonlinear mechanical transformer”*
- [21]SAE paper 2003-01-0037, M. B. Riley, P. Troxler, W. Hull, B. Willson, *“Application of a simple mechanical phasing mechanism for independent adjustment of valves in a pushrod engine”*
- [22]SAE paper 2003-01-0033, N. R. Trask, M. Hammoud, M. Haghgooie, T. W. Megli, Wen Dai, *“Optimization techniques and results for the operating modes of a camless engine”*
- [23]SAE paper 2003-01-312611, J.J. Batteh, E.W. Curtis, *“Modelling Transient Fuel Effects With variable Cam”*
- [24]SAE paper 2003-01-0032, P. Wolters, W. Salber, J. Geiger, M. Duesmann, J. Dilthey, *“Controlled auto ignition combustion process with an electromechanical valve train”*
- [25]SAE paper 2003-01-0029, Mark Sellnau, Eric Rask, *“Two-step variable valve actuation for fuel economy, emissions, and performance”*

- [26]SAE paper 2003-01-0028, Tim Lancefield, *“The influence of variable valve actuation on the part load fuel economy of a modern light-duty Diesel engine”*
- [27]SAE paper 2003-01-0027, F. Bozza, E. Torella, *“The employment of a 1D simulation model for A/F ratio control in a VVT engine”*
- [28]SAE paper 2003-01-0025, Iikka Jarvi, *“VAVACT-Variable Valve Actuation Mechanism”*
- [29]SAE paper 2003-01-0023, F. Jacquelin, R. Burk, R. J. Wakeman, *“Cam phaser actuation rate performance impact on fuel consumption and NOx emissions over the FTP-75 drive cycle”*
- [30]SAE paper 2003-01-0026, P. Kreuter, P. Heuser, J. Reinicke-Murmann, R. Erz, U. Peter, O. Bocker, *“Variable valve actuation – Switchable and continuously variable valve lifts”*
- [31]SAE paper 2003-01-0033N, M. Hammoud, M. Haghgoole, T.W. Megli, W. Dai, *“Optimization Techniques and results for the Operating Modes of a Camless Engine”*
- [32]SAE paper 2003-01-0026 *“Variable Valve Actuation- Switchable and Continuously Variable Valve Lifts”*
- [33]SAE paper 2004-01-0036, T.H. Lake, *“Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines”*
- [34]SAE paper 980767, R. Steinberg, I. Lenz, G. Koehnlein, M.E. Scheidt, T.Saupe, W. Buchinger, *“A Fully Continuous Variable Cam Timing Concept for Intake and Exhaust Phasing”*
- [35]SAE paper 2005-01-0764, F.R.Smith, R.T. Simpson, *“A Camshaft Torque Actuated Vane Style (VCT) Phaser”*
- [36]SAE paper 950975, R.A. Stein, K.M. Galietti, T.G. Leone, *“Dual Equal VCT – A Variable Camshaft Timing Strategy for Improved Fuel Economy and Emissions”*
- [37]SAE paper 2002-01-1101, U. Kramer, P. Philips *“Phasing Strategy for An Engine With Twin Variable Cam Timing”*

- [38] SAE paper 2004-01-0997, H. Fu, X. Chen, E. Mustafa, N. Trigui, S. Richardson, I. Shilling, *“Analytical Investigation of Cam Strategies for SI Engine Part-Load Operation”*
- [39] SAE paper 2004-01-1268, H. Jung, R. Stein, T. Leone, *“Comparison of Dual Retard VCT to Continuously Variable Event Valvetrain”*
- [40] SAE paper 2004-01-1262M. Shelby, R. Stein, C. Warren, *“A New Analysis Method for Accurate Accounting of IC Engine Pumping Work and Indicated Work”*
- [41] Pubblicazione CRF “Lo scenario tecnologico futuro”(Centro Ricerche Fiat)
- [42] Pubblicazione CRF “Innovazione: come progettare un motore ottimizzato”(Centro Ricerche Fiat)
- [43] SAE paper 2004-01-1263 *“Overview of Current Continuously Variable Valve Lift System for Four-Stroke Spark-Ignition Engines and the Criteria for their Design Ratings”*
- [44] SAE paper 2004-01-1393 *“Potential of an innovative, Fully Variable Valvetrain”*
- [45] SAE paper 2004-01-1396 *“Comparison of Different Kinematic Solutions for Mechanical Continuously Variable Valve Lift Systems”*
- [46] SAE paper 2004-01-1394 *“Initial Experimental Results with Unthrottled Load Control Using a Mechanical Fully Variable Valve Lift System for High-Speed Operation”*
- [47] SAE paper 2004-01-1268 *“Comparison of Dual Retard VCT to Continuously Variable Event Valvetrain”*
- [48] SAE paper 2004-01-1262 *“A New Analysis Method for Accurate Accounting of IC Engine Pumping Work and Indicated Work”*
- [49] SAE Paper 2002-01-1109, Jeff Allen, Don Law (Lotus Engineering), *“Production electro-hydraulic variable valve train for a new generation of i.c. engines”*
- [50] SAE paper 2004-01-1265, C. W. Turner ed altri (Sturman Industries), *“Design and control of a two-stage electro-hydraulic valve actuation system”*

- [51]SAE Paper 2004-01-1386, J. W. G. Turner ed altri (Lotus Engineering) “*New operating strategies afforded by fully variable valve trains*”
- [52]F. Bozza, G. Fontana, E. Galloni, E. Torella, “*1D-3D Analysis of the Turbulent Flow Field, Burning Speed and Knock Occurrence in a Turbocharged SI Engine*”, 2007
- [53]SAE Paper 2007-01-0381, F. Bozza, A. Gimelli, L. Strazzullo, E. Torella, C. Cascone, “*Steady-state and Transient Operation Simulation of a 'Downsized' Turbocharged SI Engine*”
- [54]M. Migliaccio, O. Pennacchia, Rapporti tecnici: “*Studio preliminare di sistemi di distribuzione ad alzata e durata variabile*”, 2008
- [55]Tesi di Laurea “*Progetto preliminare di un sistema VVA elettroidraulico per motori camless*”, C. Ungaro, E. Sangregorio
- [56]Tesi di Laurea “*Progettazione e simulazione di un sistema VVA elettroidraulico*”, E. Chiavazzo, G. Manganiello
- [57]Modulo elettronico Loccioni – Manuale d’uso della Loccioni
- [58]Sistemi e centraline oleoidrauliche – Manuale d’uso della Italsistemi
- [59]G. Police, A. di Gaeta, E. Chiavazzo, G. Manganiello, M. Marchetti, M. Migliaccio, “*Resoconto progettazione primo prototipo dimostratore tecnologico di attuatore variabile elettro-idraulico di una valvola motore (Electro-Hydraulic-Valve-Actuator: EHVA)*”
- [60]Relazioni tecniche semestrali Dell’Orto, Progetto di ricerca della Società dell’Orto S.p.A., “*Studio di componentistica avanzata per Motori a Combustione Interna di nuova generazione - OR2: Sistema elettroidraulico per l’attuazione delle valvole di aspirazione e scarico di motori a combustione interna (EHVA)*”
- [61]Allegati tecnici alle relazioni semestrali Dell’Orto, Progetto di ricerca della Società dell’Orto S.p.A., “*Studio di componentistica avanzata per Motori a Combustione Interna di nuova generazione - OR2: Sistema elettroidraulico per l’attuazione delle valvole di aspirazione e scarico di motori a combustione interna (EHVA) sullo svolgimento delle attività*”

- [62]C. Abagnale, S. Caruso, M. Migliaccio, O. Pennacchia, “*A new variable valve actuation system for motorcycle engines*”, 2nd Winter SAE_NA Workshop, Napoli, 2008, 4-5 December
- [56]SAE paper 09ICE-0089/2009-24-0080, C. Abagnale, S. Caruso, A. Iorio, M. Migliaccio, O. Pennacchia, “*A new mechanical variable valve actuation system for motorcycle engines*”